



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU

COMPUTATIONAL MODELING OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF TRACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Hejčl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Pavel Hejčl
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočtové modelování dynamických vlastností traktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na sestavení výpočtového modelu pro simulaci dynamického projevu traktoru v prostředí multi-body softwaru ADAMS. Vstupem bude konkrétní geometrie klíčových komponent traktoru a definice provozních podmínek při konkrétních provozních stavech. Úkolem studenta je stanovení průběhu budících sil a odezvy na buzení v klíčových místech.

Cíle diplomové práce:

Vypracování rešerše v oblasti dynamických silových účinků, působících na tělo traktoru i obsluhu.
Vyhotovení výpočtového modelu traktoru na bázi MBS.
Provedení simulací pro stavy s danými provozními podmínkami.
Zhodnocení výsledků.

Seznam doporučené literatury:

BERND, Simeon. Computational Flexible Multibody Dynamics: A Differential-Algebraic Approach [online]. 2013, ISBN 978-3-642-35158-7. Dostupné z: <http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-35158-7/page/1>.

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá posouzením vlivu zadního neseného žacího stroje na dynamiku traktoru. V úvodní části jsou shrnuty poznatky používaných variant odpružení a jejich konstrukční provedení. Dále jsou popisovány aktuální možnosti nástrojů pro simulaci dynamiky traktorů a konstrukce zadního tříbodového závěsu. Hlavní část práce je věnována sestavování multibody modelu traktoru s neseným žacím strojem. Správnost sestavení virtuálního prototypu traktoru je ověřena porovnáním s technickým experimentem na skutečném traktoru. Validovaný model je dále používán k analýzám různých přesně definovaných ustálených i přechodových jízdních stavů typických pro tuto soupravu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, odpružení traktoru, nesený žací stroj, multibody model, MBS, virtuální prototyp, dynamika jízdy, silové účinky

ABSTRACT

This work deals with the assessment of the effects of a rear-mounted mower on tractor dynamics. The first part summarizes knowledge of the used tractor suspension variants and their various modifications. Furthermore, the current possibilities for simulating the dynamics of tractors and the construction of the rear three-point hitch are described. The main part of the work is devoted to the assembly of the multibody model of the tractor with the rear-mounted mower. The correctness of the assembly of the virtual tractor prototype is verified by comparison with the technical experiment on the real tractor. The validated model is further used to analyse various well-defined steady-state and transient driving conditions typical of this set.

KEYWORDS

Tractor, tractor suspension, rear-mounted mower, multibody model, MBS, virtual prototype, driving dynamics, force effects

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEJČL, Pavel. *Výpočtové modelování dynamických vlastností traktoru* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148098>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Pavel Hejčl

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Aleši Prokopovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, ochotu a poskytnutí materiálů při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat společnosti ZETOR TRACTORS a.s. za poskytnutá data traktoru, jež byla potřebná pro účely této diplomové práce. Děkuji také panu Ing. Jakubu Rekemovi za přínosnou konzultaci a rady v oblasti multibody simulací v softwaru MSC Adams View. V neposlední řadě bych také rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu během studia.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Dynamika traktorů.....	10
1.1 Problematika vibrací.....	10
1.2 Odpružení traktorů.....	14
1.2.1 Odpružení přední nápravy	15
1.2.2 Odpružení kabin	17
2 Nástroje pro simulaci dynamiky traktorů	20
2.1 Zjednodušené dynamické modely	20
2.1.1 Čtvrtinový model.....	21
2.1.2 Poloviční model.....	22
2.2 Multibody systémy	24
2.2.1 Modely pneumatik.....	25
2.2.2 Multibody softwary	26
2.2.3 MSC ADAMS	27
2.2.4 Využití multibody softwarů u traktorů.....	28
3 Seznámení se záměrem práce.....	29
3.1 Zadní tříbodový závěs traktorů.....	29
3.1.1 Kategorie zadních tříbodových závěsů	31
3.1.2 Konvergenční vzdálenosti	34
4 Multibody model.....	36
4.1 Model traktoru	36
4.2 Model neseného diskového žacího stroje	39
4.3 Popis multibody modelu.....	39
4.3.1 Přední náprava.....	40
4.3.2 Model pneumatik.....	41
4.3.3 Zadní tříbodový závěs	41
4.3.4 Uložení kabiny	43
4.3.5 Nesený žací stroj	43
4.4 Ladění a validace modelu	44
5 Jízda s žacím strojem v transportní poloze.....	50
5.1 Jízda v kopci	50
6 Jízda s žacím strojem v pracovních situacích	54
6.1 polohování žacího stroje.....	54
6.2 Vliv omezovacích táhel při vyhýbacím manévru	55
6.3 Vliv bočního náklonu	57
6.4 Síly působící na tělo traktoru při zdvihu žacího stroje	59
6.4.1 Rozdělení ramen tříbodového závěsu	60
Závěr.....	63
Použité informační zdroje	65
Seznam použitých zkratk a symbolů	69
Seznam příloh	72

ÚVOD

Zemědělství bylo od nepaměti náročné odvětví. Postupem času se v něm začaly objevovat vynálezy vedoucí k vylepšení a usnadnění dosavadních způsobů. První náznaky přišly spolu s objevem parního stroje. Ten pomocí řemenů poháněl například mlátičky nebo žací stroje. Zpočátku se jednalo pouze o stacionární zařízení, nicméně jak čas běžel, tak se začaly představovat i pohyblivé stroje, kde byl parní stroj osazen koly. Tyto stroje mohou být označovány jako předchůdci novodobých traktorů. Traktory v podobě, jaká je známa dnes, kdy v útrokách pracuje spalovací motor, se ukázaly na přelomu 19. a 20. století a průkopníkem ve vývoji byla americká firma Waterloo Gasoline Engine Company, kterou později odkoupila firma John Deere.

Neustálým vývojem se z traktorů staly multifunkční stroje, které nalézají uplatnění nejen v zemědělství. Kvůli velkému záběru činností, které mohou vykonávat, musejí splňovat nejedny standardy. U moderních traktorů se totiž předpokládá, že budou spolehlivé, bezpečné a zároveň budou mít přijatelnou ekonomiku provozu. S bezpečností úzce souvisí dynamické vlastnosti, které mohou značně ovlivnit jízdní projev řidiče. V současné době se proto velmi sleduje jízdní komfort nebo ergonomie kabiny, protože není výjimkou, že obsluha traktoru tráví v sezóně za volantem více než 12 hodin denně, a tudíž musí být zajištěno její pohodlí. Součástí otázky dynamických vlastností traktoru je také ovlivnění komponent, kdy určitým buzením lze dosáhnout rezonancí součástí, což může vést ke zvýšení hlučnosti a vibrací působících na obsluhu a v krajních situacích až k ovlivnění životnosti komponent.

Ve srovnání s osobními automobily, má dynamika traktorů svá specifika, se kterými se musí při jeho návrhu počítat. Mezi hlavní specifika patří možnost agregace přídavných strojů, potažmo nástrojů do tříbodového závěsu, které poté představují prostorovou soustavu sil a výrazně změny silové účinky působící na traktor. Pokud chtěl konstruktér dříve znát změnu těchto silových účinků a jejich vliv na komfort, musel sáhnout například po technickém experimentu pomocí tenzometrů a lidského úsudku řidiče. Výrobci traktorů také museli vynakládat ohromné obnosy na výstavbu a údržbu specializovaných polygonů. S rozmachem výpočetní techniky započala tedy změna i v oblasti dynamiky vozidel. Experimentální testování sice neustále hraje důležitou roli při návrhu traktoru, ale využívá se spíše k validaci ve fázi testování prototypového traktoru a finálním doladováním jeho parametrů. Ve vývojové části je v dnešní době využíváno numerických simulačních softwarů jako MSC ADAMS, v němž jsou dělány veškeré simulace v této práci.

1 DYNAMIKA TRAKTORŮ

O dynamice vozidel, myšleno jízdní dynamice, bylo napsáno nespočet publikací. V každé jsou popsány dynamické stavy vozidel v průběhu manévru pomocí řady veličin, které přímo i nepřímo souvisí s ovladatelností a stabilitou vozidel v ustálených i přechodových jízdních režimech. Popsané hlediska jako úhel směrové úchytky a statická říditelnost poté představují výchozí principy využití při hodnocení jízdní dynamiky vyvíjeného vozidla. V případě traktorů nebo nákladních vozidel se nicméně musí uvažovat i dynamické, potažmo silové účinky vznikající v důsledku jízdy se zařízením k nim připojeným, jež mohou mít významný vliv nejen na jízdní dynamiku, ale i životnost komponent traktoru nebo nákladního vozidla.

Dynamické vlastnosti traktoru jsou dány zejména použitým odpružením, tlakem v pneumatikách, který se mění podle zátěže a povahy práce, připojenými nástroji (správností zapřažení nebo typem závěsného zařízení – přední tříbodový závěs, zadní tříbodový závěs, výkyvný závěs, etážový závěs, pevný závěsný čep, atd.) a v neposlední řadě proporcemi samotného traktoru. Kratší rozvor traktoru může v kombinaci s neodpruženou přední nápravou a nahuštěnými pneumatikami na vysoký tlak při určitých jízdních režimech způsobovat nepříjemné „poskakování“ a tudíž značně znepríjemňovat řidiči pocit z jízdy. Proto je v zájmu výrobců věnovat oblasti dynamických vlastností značnou pozornost a předejít tím následnému nezájmu nebo stížnostem na vyráběný produkt ze strany zákazníků. Nutno uvést, že v katalogích prodejců zemědělské techniky se lze stále setkat i s takovými traktory, na kterých by se daly provést úpravy vedoucí k výraznějšímu zlepšení dynamických vlastností. Bohužel tyto traktory spadají do kategorie nižších výkonnostních řad, kde finanční stránka komponent hraje významnější roli nežli u vyšších výkonnostních řad. Při návrhu každého traktoru se totiž musí najít jistý kompromis mezi finanční rentabilitou, platnou legislativou a konstrukcí traktoru (životností, komfortem a jízdními vlastnostmi). Z pohledu komfortu jízdy by bylo určitě výhodné použít například měkké odpružení kabiny. Traktorové kabiny ale mají těžiště vysoko nad vozovkou, což by způsobovalo podstatné náklony v zatáčkách nebo při brždění. Velké náklony kabiny jsou nežádoucí z důvodu ztráty zpětné vazby řidiči a možnosti vzniku nebezpečných situací. Jako řešení je v daném případě implementace torzních stabilizátorů, tzv. panharských tyčí, jež zabraňují výraznějším příčným náklonům vůči tělu a ukazují kompromis mezi konstrukcí traktoru a platnou legislativou odkazující se na bezpečnost jízdy [1].

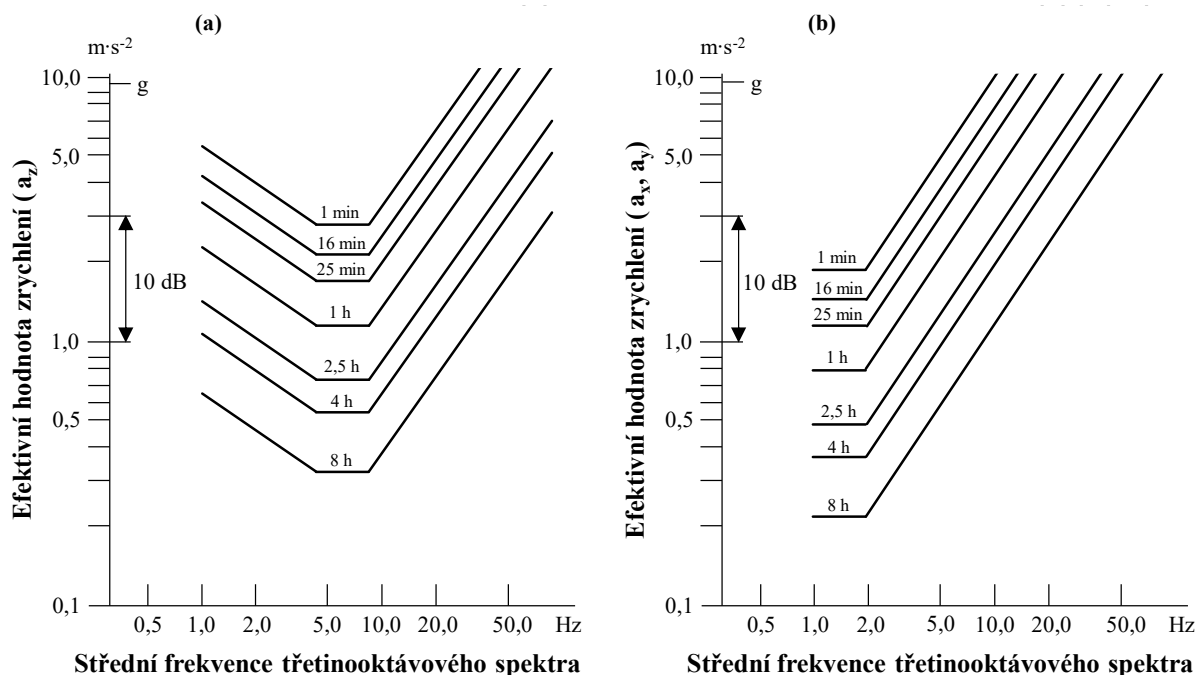
1.1 PROBLEMATIKA VIBRACÍ

Pojmem vibrace se rozumí mechanické kmitání a chvění prostředí, jež vzniká pohybem pružného tělesa. Poněvadž v reálném světě neexistují dokonale tuhá tělesa, lze sledovat výskyt vibrací u všech pohybujících se předmětů. Vibrace se mohou vyjadřovat hladinou zrychlení v dB nebo hodnotou zrychlení v $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ a důležitými prvky jejich hodnocení jsou směr působení, kmitočet a doba expozice. V případě vozidel, tudíž i traktorů, může být jejich původ vyvolán mnoha zdroji, kde se mezi největší řadí povrchové nerovnosti vozovky, pohonné jednotky, hnací soustava, přípojné stroje nebo nevyváženosti kol [2].

Z definice vyplývá, že vibracemi je myšleno celé frekvenční spektrum mechanického kmitání, zde však nastává problém s terminologií. Označení vibrace se používá v kontextu vozidel pro kmitání s frekvencemi v rozsahu zhruba 0 až 50 Hz, přičemž frekvence nad cca 16 Hz mohou způsobit slyšitelný akustický projev [3]. Z podstaty věci je tedy zřejmé, že zvuk a vibrace spolu úzce souvisí a nelze je rozlišovat jako dvě rozdílné veličiny, spíše se musejí vnímat jako navzájem koexistující synonyma, jež lze za určitých okolností zaměňovat.

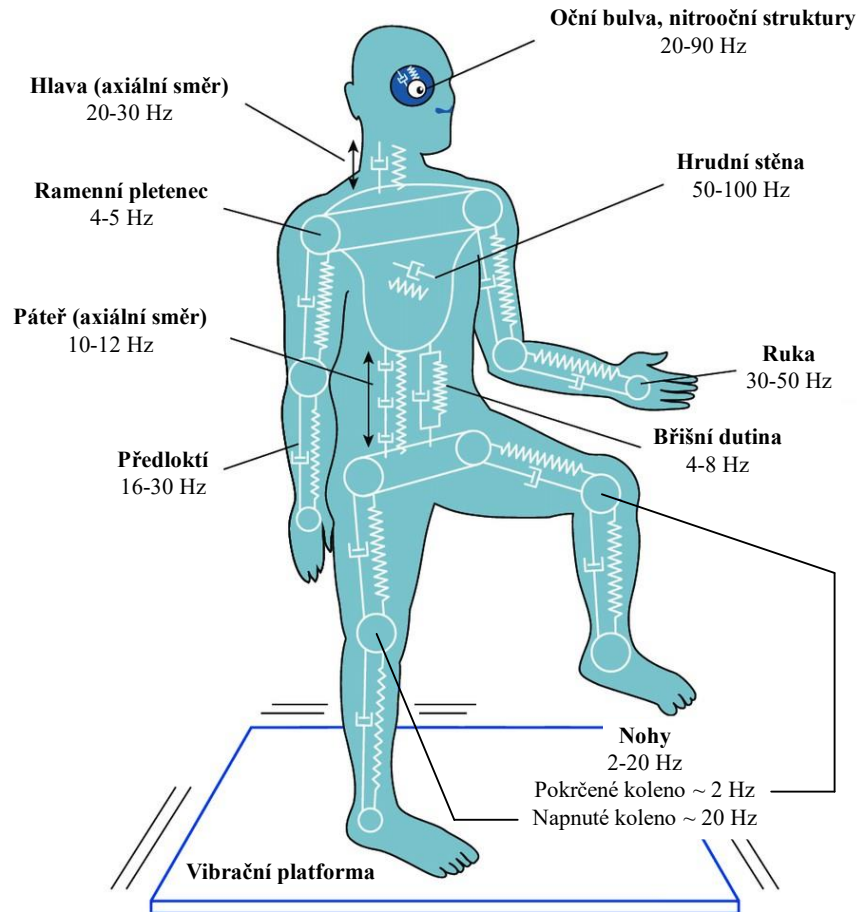
Jak hluk, označení pro zvuk škodlivý pro lidský organismus, tak vibrace mají předepsané hygienické limity. Dlouhodobé působení hluku může způsobit nevratné poškození sluchových orgánů a dlouhodobé působení vibrací fyziologické změny člověka. Náplní této podkapitoly budou z důvodu rozsáhlosti problematiky vibrací pouze nízkofrekvenční kmity, jež mají významný vliv na dynamické vlastnosti vozidel, kde hrají důležitou roli především v otázkách jízdního komfortu a životnosti komponent.

Potíž v otázce jízdního komfortu vyvstává hned na počátku. Každý člověk má různé vnímání vibrací a výsledná percepce je kumulací mnoha faktorů. S jistotou se však dá tvrdit, že v závislosti na některých frekvencích a amplitudách se mohou nejhledě na vnímání onoho jedince začít vyskytovat poruchy některých orgánů a funkčních systémů člověka. Největším přenašečem vibrací na člověka je v případě vozidel sedačka. Sedačka může emitovat vertikální a horizontální vibrace. Frekvenční oblast maximální citlivosti lidského těla vůči svislým kmitům je 4 až 8 Hz, kdy dochází k rezonanci břišní dutiny. Vertikální kmito o frekvenci 10 až 20 Hz způsobují rezonanci dalších orgánů. Výzkumníci z NASA přišli v oblasti vertikálních vibrací s objevem, že citlivost lidského těla je závislá na zrychlení. Při experimentech zjistili, že v situacích s malými amplitudami zrychlení je vnímání jízdního komfortu nezávislé na jeho frekvenci. V případě horizontálních kmitů nastává maximální citlivost lidského těla při frekvencích 1 až 2 Hz, kdy dochází k rezonanci horního trupu. Během zkoumání se odhalilo, že lidské tělo má menší odolnost na horizontální kmito oproti vertikálním [3]. Maximální tolerovanou hladinu vibrací ovlivňuje doba účinku. Pro porovnání je na obr. 1 znázorněna norma ISO 2631, která uvádí mezní hodnoty vibrací působících na celé tělo (anglicky WBV alias Whole body vibration), jež způsobují únavu nebo sníženou způsobilost ve vertikálním směru (a) a horizontálním směru (b). Literatura [2] rovněž uvádí, že v případě dosažení vibrací o frekvencích nižších než 1 Hz se mohou začít projevovat bolesti krční páteře, nevolnost, dezorientace, bolesti hlavy nebo špatná koordinace pohybu, což má za následek oklamání vestibulárního systému.



Obr. 1 Doporučené mezní hodnoty vibrací ve vertikálním směru (a) a horizontálním směru (b) [2]

V souvislosti s rezonančními stavy lidského těla byl na základě zkoumání představen mechanický systém, viz obr. 2. Daný systém se skládá z pevných těles, pružin a tlumičů a lze z něho jednoduše vyčíst případy, při kterých dochází k vynucenému kmitání většiny částí lidského organismu.



Obr. 2 Mechanický model lidského těla s vlastními frekvencemi jednotlivých částí [3],[4]

Znalost vlastních frekvencí částí lidského organismu je důležitým předpokladem pro správné konstruování odpružení vozidel. Odpružení moderních vozidel plní mnoho činností, a právě jednou činností je i zbavení se nežádoucích frekvencí vibrací, jež mají neblahý vliv na buzení částí lidského těla. Podle článku [5] je dané zkoumání extrémně složité, protože některé mechanické vlastnosti člověka se mohou snadno měnit a lidský organismus nelze chápat pouze jako mechanický systém, nýbrž jako kombinaci mechanicko-biologického systému, u něhož je působení vibrací komplexnější záležitostí. Pro základní řešení je však mechanický systém zcela dostačující.

Kromě otázky jízdního komfortu je problematika vibrací vozidel spojená i s ovlivněním životnosti komponent. Buzením různými frekvencemi lze stejně jako u lidského těla dosáhnout rezonance jednotlivých součástí. To může vést kromě zvýšení hlučnosti a vibrací až k samotné destrukci součástí. Proto je vhodné, aby například součásti pevně namontované na motor (vysokofrekvenční vibrace) nebo na podvozek (nízkofrekvenční vibrace) byly navrženy s rezonanční frekvencí vyšší, než je provozní rozsah motoru, potažmo podvozku. Pokud tomu tak není, při každém přechodu přes dané frekvenční pásmo dojde k „otřesům“, které mohou způsobit nežádoucí účinky jako uklepnání spojení, aj.

Z pohledu materiálu komponent si lze vibrace představit jako časově proměnné zatěžování, při kterém se zásadně mění jeho chování v porovnání se statickým zatěžování. Při návrhu součástí je kladen důraz na cenu, váhu, výrobní možnosti a obtížnost montáže, nicméně právě odolnost komponent na únavu vlivem cyklického namáhání hraje velmi často tu nejzásadnější roli v konečném tvaru součástí. V případech nedostatečného dimenzování může totiž dojít k únavovému lomu. Ten nastává nenadále a úplně, což představuje potenciálně nebezpečné situace, kterých se chtějí výrobci vyvarovat. Nebezpečnost únavových lomů je možné zdůraznit při porovnání s porušením komponent vlivem statického namáhání. Při něm dochází většinou k velkým deformacím z důvodu překročení meze kluzu materiálu, jež závčasou oznamují potřebnou výměnu dané komponenty, a proto eliminují případné nebezpečné situace. U situací porušení komponent vlivem dynamického namáhání žádné takové varování nepřichází [6].

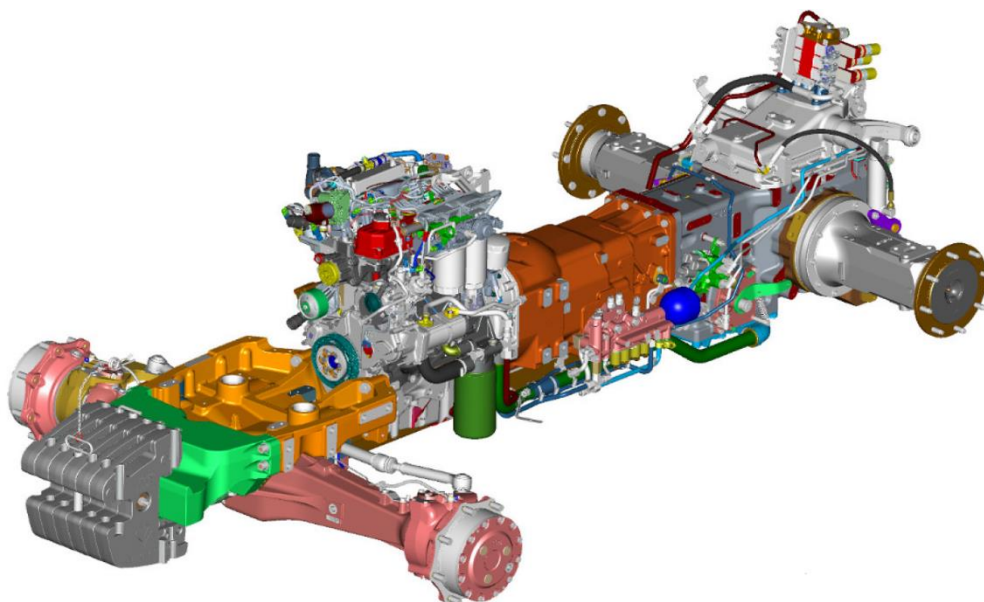
Počátek únavových trhlin, které mají za následek únavový lom, obvykle vzniká v místech koncentrace napětí, kde je úroveň cyklického namáhání maximální, jako vruby, drážky, otvory nebo neopatrný návrh spojů [6]. Nalezením a případnou eliminací těchto míst jde poté zajistit delší životnost jednotlivých komponent s návazností na celkovou životnost vozidel. Z tohoto důvodu bylo vytvořeno mnoho metod únavových analýz. Pro příklad si lze uvést modul od firmy ANSYS s názvem Fatigue Module, který pracuje na základě MKP a snaží se simulovat odolnost komponent, na které působí vibrační cykly. Často využívanými metodami jsou i nejrůznější experimentální zkoušky. Ty lze provádět jak na tratích (např. tzv. kruhová dráha), tak na zkušebních stolicích. Na obr. 3 je zkušební stolice značky CLAAS, kde je pomocí čtyř hydraulických pístnic simulováno během pouhých čtyř týdnů deset let životnosti traktoru. Pístnice poskytují maximální frekvenci kmitů 25 Hz a maximální výškový rozdíl 40 cm při nosnosti až 25 tun. Kromě spolehlivosti a trvanlivosti konstrukce, lze na uváděné stolici testovat i komfort jízdy. Samotná značka uvádí, že kompletní nastavení přední nápravy lze provést za méně než dva dny testování, přičemž je vyzkoušeno více než 20 různých nastavení odpružení [7].



Obr. 3 Zkušební stolice značky CLAAS [7]

1.2 ODPRUŽENÍ TRAKTORŮ

Návrh odpružení je vždy kompromis mezi komfortem a jízdními vlastnostmi. Z pohledu použité technologie lze rozdělit odpružení na pasivní, semi-aktivní a aktivní. Zmíněné pořadí odpovídá složitosti technologie, finanční náročnosti i výslednému jízdnímu komfortu. V případě traktorů se lze setkat s odpružením mezi rámem a nápravami (primární odpružení) a mezi rámem a kabinou (sekundární odpružení). Primární odpružení se u traktorů vyskytuje výhradně na přední nápravě a jeho základním cílem je zajištění dobré ovladatelnosti [1]. Odpružení zadní nápravy je odvislé od zvoleného typu podvozku. Zpravidla se používají tři základní konstrukce traktorových podvozků – bezrámové, polorámové a rámové. V případě rámové konstrukce není zadní náprava součástí celku, jenž tvoří nosnou konstrukci traktoru, a proto umožňuje umístění odpružení. Využívanějšími typy jsou však polorámové a bezrámové konstrukce, které tuto možnost nemají. U obou metod je totiž zadní náprava pevně sešroubována se skříní koncových převodů. Zejména u traktorů nižších a středních výkonnostních řad se lze setkat s bezrámovou konstrukcí podvozku, jejíž celek je tvořen spojením přední konzoly, motoru, převodovky a skříně koncových převodů, viz obr. 4 [2].



Obr. 4 Bezrámová konstrukce moderních traktorů [2]

Odpružení zadní nápravy je poté odkázané pouze na dynamické vlastnosti zadních pneumatik, jejíž parametry se kromě samotné konstrukce dají ovlivnit také změnou tlaku. Proto se lze v praxi setkat s podhuštěnými pneumatikami, které zlepšují nejen tažné schopnosti traktoru, ale i jízdní komfort. Oblasti vlastností traktorových pneumatik se věnoval Jeffrey A. Lines. Ten ve své práci [8] zmiňuje, že tlumení traktorových pneumatik není možné jednoduše předpovědět. Ovlivňuje ho totiž mnoho faktorů. Nicméně z experimentů vypořádal, že se standartně pohybuje v intervalu $0,8 - 3 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$. Také definoval lineárně regresní model tuhosti traktorové pneumatiky:

$$K_t = 172 - 1,77 \cdot R + 5,6 \cdot A + 0,34 \cdot W \cdot R \cdot P \quad (1)$$

Kde K_t představuje tuhost pneumatiky v $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$, R průměr disku v palcích, A věk pneumatiky v letech, W šířku pneumatiky v palcích a P tlak v pneumatice v barech.

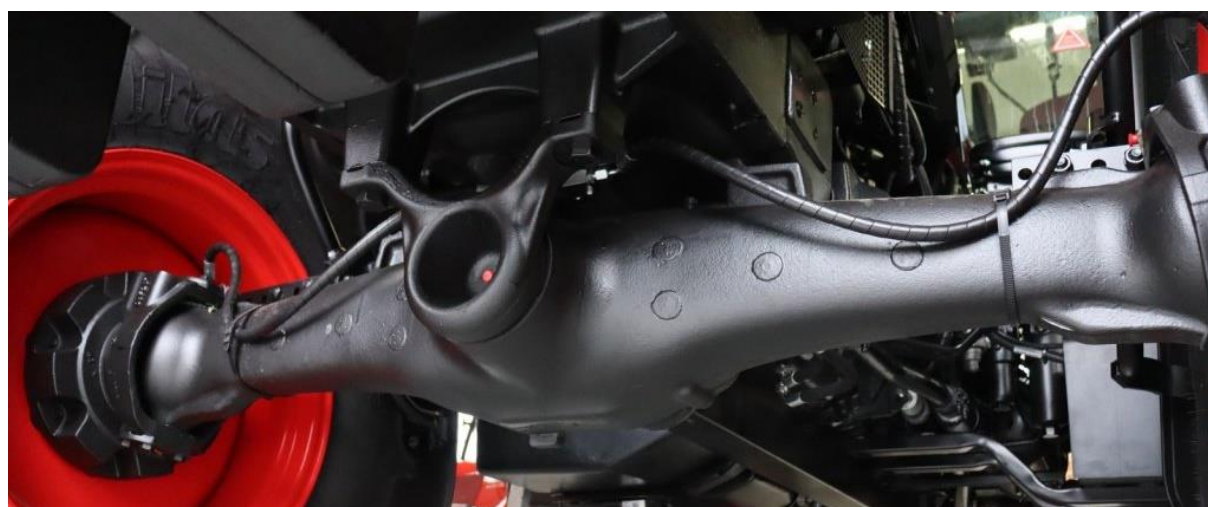
V současnosti je též standartním prvkem odpružení traktoru pneumaticky odpružené sedadlo, které díky přímé interakci s řidičem zvyšuje jeho pohodlí a komfort z jízdy. Moderní sedadla umožní pohyb ve třech směrech a bývají vybavena multifunkčními loketními opěrkami, které se pohybují společně s řidičem a nabízejí jednoduché ovládání traktoru a nářadí [2]. Dalším prvkem odpružení také bývá hydropneumatické odpružení ramen zvedacího ústrojí u zadního tříbodového závěsu, které snižuje vliv neseného nářadí na dynamické chování traktoru zejména při vysokorychlostních přepravách, a tím eliminuje možnosti vzniku nebezpečných situací. Daný systém by se dal popsat jako hydraulický pohon přes škrtkací klapku, jenž je spojen s hydraulickým akumulátorem [9]. Všechny zmíněné systémy odpružení shrnuje tab. 1.

Tab. 1 Souhrn různých systémů odpružení používaných u traktorů [9]

System odpružení	Komfort	Řízení	Náklady
Sedadlo	Střední	Velmi malý	Malé
Kabina	Velký	Malý	Střední
Tříbodový závěs	Malý – střední	Střední	Malé
Přední náprava	Malý	Velký	Střední
Obě nápravy	Velký	Velký	Velké

1.2.1 ODPRUŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

U moderních traktorů klasické konstrukce slouží přední náprava nejen k řízení, ale také k pohonu. Hnané přední nápravy totiž výrazně zlepšují tažné schopnosti traktoru v těžkých podmínkách. Z důvodu zajištění neustálého kontaktu přední nápravy s podložím, jízdního komfortu a zvyšujících se rychlostí traktoru byli výrobci nuceni zavést systémy odpružení přední nápravy u většiny svých modelů [9]. Stále se však lze setkat i s traktory s neodpruženou přední nápravou, viz obr. 5. Jedná se zejména o traktory nižších výkonnostních řad a malotraktorů, kde nejsou mnohdy ani hnané přední nápravy a požadavky se kladou na nízkou cenu a jednoduchost provedení. Přední náprava je poté připojena k rámu traktoru pomocí centrálního čepu, jenž prostřednictvím rotace o 8° - 11° umožňuje opisovat nerovný terén a v určité míře zlepšovat ovladatelnost a komfort traktoru [2].



Obr. 5 Neodpružená přední náprava řady traktorů Zetor Proxima GP [10]

Složitější a nákladnější konstrukce odpružených předních náprav je využívána zejména u středních a vyšších výkonnostních řad traktorů, kde zvyšují tažné schopnosti traktoru díky lepší interakci pneumatiky s vozovkou, komfort posádky a ovladatelnost traktoru. Z pohledu základní konstrukce se dají odpružení přední nápravy rozdělit na odpružení celé nápravy a nezávislé odpružení kol.

Odpružení celých náprav má v porovnání s nezávislým odpružením horší výsledky, nicméně bývá o poznání jednodušší, levnější a spolehlivější, a proto se neustále využívá a vyvíjí. Jelikož téměř každý výrobce dané řešení odpružení v určité míře využívá, lze najít nespočet jeho konstrukcí a modifikací. Nicméně u většiny řešení se dají najít společné rysy, jež charakterizují odpružení celých náprav. Ve většině případů se jedná o hydropneumatické systémy, kde funkci pružení i tlumení výhradně vykonává soustava hydraulických válců a akumulátorů [2]. Hydraulický akumulátor si lze představit jako hydropneumatickou pružinu složenou ze dvou polokoulí, mezi nimiž je pružný prvek (membrána). Pod membránou je hydraulické médium a nad ní médium, do kterého je ukládána energie, nejčastěji dusík. Hydraulický akumulátor tedy pracuje s konstantní hmotností média nad membránou (dusíkem) [11]. Jako jedno z možných konstrukčních řešení si lze uvést Triple link suspension (TLS) od značky John Deere, obr. 6. Kde je náprava rotačně přichycena k dlouhému rameni, které je pomocí čepu spojeno s tělem traktoru. Vzniklé rotační uchycení poté umožňuje kývání nápravy. Hydraulické válce spojují dlouhé rameno a tělo traktoru a hydraulické akumulátory uchovávají tlakovou energii.



Obr. 6 Odpružená přední náprava řady traktorů John Deere 6R [12]

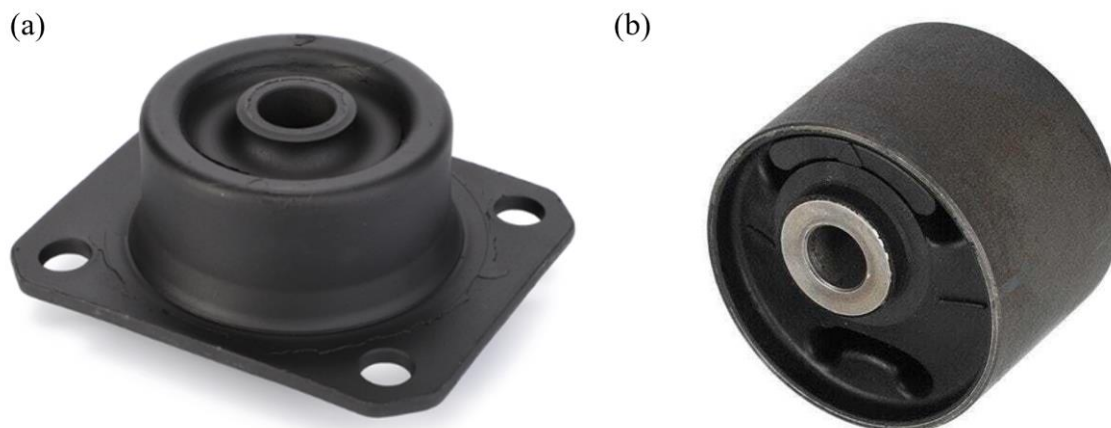
Nezávislé odpružení kol (obr. 7), jak již ze samotného názvu vyplývá, umožňuje odpružení, jež pracuje nezávisle pro každé kolo. Kola a tělo traktoru spojují kyvná ramena, která fungují jako momentové páky. Funkci pružení a tlumení i v případě těchto řešení obstarává hydropneumatický systém, kdy hydraulické akumulátory jsou přichyceny k tělu traktoru a hydraulické válce spojují spodní rameno s tělem traktoru. Tato konstrukce umožňuje významné zlepšení jízdních vlastností traktoru z důvodu zlepšení poměru neodpružených hmot vzhledem k odpruženým hmotám, zlepšený přenos výkonu na vozovku, ovladatelnost při vyšších rychlostech a jízdní komfort posádky. Kvůli složitě konstrukci však může docházet k častějším poruchám a vést k vyšším výrobním cenám [13].



Obr. 7 Nezávisle odpružená přední náprava řady traktorů Fendt 900 [14]

1.2.2 ODPRUŽENÍ KABIN

Konstrukce prvních traktorů postrádaly kabinu úplně, anebo ji měly pevně spojenou s rámem. Z důvodu vyššího pohodlí posádky se však velmi brzo začaly kabiny ukládat na silentbloky, což lze považovat za jakési první odpružení. Zprvu se silentbloky používaly pouze v zadní části kabiny, kde zprostředkovávaly spojení mezi kabinou a tělem traktoru v oblasti zadní nápravy, nicméně postupem času se aplikovaly i na uchycení přední části kabiny [2]. Z pohledu konstrukce lze silentbloky rozdělit na axiálně a radiálně orientované, viz obr. 8, kdy axiálně orientované přenáší zatížení v ose uchycení a radiálně orientované kolmo k ose uchycení [1]. V současnosti lze stále nalézt kabiny uložené na silentblocích, zejména u traktorů nižších výkonostních řad, kde jsou kladeny nároky na již několikrát zmiňované náklady, jednoduchost a snadnou údržbu. Též se předpokládá, že tyto traktory nebudou provozovány v tak těžkých pracovních podmínkách jako traktory vyšších výkonostních řad, kde by dané provedení zcela neobstálo.



Obr. 8 Silentbloky uchycení kabiny traktoru – axiální (a) a radiální (b) [15],[16]

Traktory vyšších výkonnostních řad tedy potřebují kvalitnější odpružení kabiny. Obecně platí, že čím má traktor vyšší výkon, tím je dražší a jeho odpružení je důmyslnější. Traktory s vysokým výkonem jsou v sezóně velmi vytížené a pracovní směny obsluhy mnohdy trvají více než 12 hodin, proto kvalita odpružení kabiny je důležitá i v otázce zdraví. Kvalitního odpružení lze dosáhnout mnoha způsoby, zpravidla se uvádějí tři provedení – mechanické odpružení, pneumatické odpružení a hydropneumatické odpružení. Pro všechny provedení platí, že musí využívat tzv. panhardskou tyč, která eliminuje boční náklon kabiny. Panhardské tyče jsou orientované v příčné rovině traktoru, přičemž jedna strana tyče je připevněna ke kabině a druhá k tělu traktoru. Existují také řešení panhardských tyčí, jež díky svému tvaru mohou sloužit jako dorazy odpružení. V případech, kdy doraz není zprostředkován panhardskou tyčí, bývá častým řešením gumový váleček pohybující se ve vymezené oblasti určující horní i dolní doraz, nebo gumový kužel jako spodní doraz a nylonový popruh jako horní. Pokud není přední část kabiny uchycená na silentblocích, ale na jednotkách odpružení, musejí být použité stabilizační tyče [1]. Stejně jako u konstrukcí odpružení náprav, i zde u odpružení kabin platí, že lze nalézt nespočet řešení u každého provedení. Následující přehled proto bude pouze stručně popisovat daná odpružení a nebude zacházet do nezbytně nutných zákonitostí.

Mechanické odpružení je nejčastěji realizováno dvojicí radiálních silentbloků v přední části kabiny a dvojicí dvouplášťových tlumičů s vinutými pružinami v zadní části. Z důvodu zvýšení komfortu posádky se často využívají progresivní vinuté pružiny, které díky proměnnému průměru závitů, vinutí nebo průměru drátu dosahují nelineární charakteristiky, jež zlepšuje účinek odpružení. U některých výrobců se lze setkat i s mechanickým odpružením na čtyřech jednotkách tlumičů a pružin, viz obr. 9. Většina výrobců ale používá prvně zmíněnou konstrukci, protože se předpokládá, že přední část kabiny přenáší menší rázy v porovnání se zadní částí a dané řešení zcela dostačuje. Mechanické odpružení spadá do kategorie pasivního odpružení, a proto neumožňuje automatické vyrovnání bočního náklonu kabiny jako pneumatické nebo hydropneumatické odpružení [1].



Obr. 9 Mechanické odpružení na čtyřech jednotkách odpružení [17]

U pneumatického odpružení jsou vinuté pružiny nahrazeny pneumatickými písty nebo měchy. Jednotky odpružení (pneumatická pružina a hydraulický tlumič) mohou být stejně jako u mechanického odpružení na předním i zadním uchycení nebo pouze na zadním, přičemž vpředu se nacházejí silentbloky, viz obr. 10. Pneumatické odpružení se řadí podle složitosti mezi semi-aktivní nebo aktivní systémy. U některých výrobců se lze ještě setkat s označením

tzv. adaptivního odpružení. Nejedná se však o nic jiného než o jednoduchý semi-aktivní systém [1]. U semi-aktivních systémů již lze přepínat mezi různými charakteristikami tlumení v reálném čase, nicméně pouze na základě disipace energie. Aktivní systémy mohou měnit charakter jak pomocí disipace energie, tak pomocí dodávky energie do systému, protože jsou připojeny ke zdroji. Díky tomu mohou velmi rychle měnit charakteristiky tlumení v reálném čase na základě rychlosti traktoru nebo terénu, a tím se přizpůsobit různým podmínkám [18]. Někteří výrobci využívají zajímavého řešení s magnetoreologickými tlumiči, kdy proměnlivý tlumicí účinek je utvářen pomocí cívky, jež vlivem svého elektromagnetického pole mění schopnosti magnetoreologické kapaliny, což umožňuje regulaci v bezkonkurenčně krátkém čase a širokém rozsahu. Nevýhodou pneumatického odpružení oproti mechanickému odpružení je složitost, náročnější údržba a vysoké pořizovací náklady [1].



Obr. 10 Pneumatické odpružení s předním uložením pomocí silentbloků [19]

Poslední způsob odpružení kabin je hydropneumatické odpružení (obr. 11). Tento systém je synonymem odpružení kabin traktorů značky John Deere, která jej vytvořila a stále používá. Přední část kabiny je při tomto provedení uchycená na axiálních silentblocích a zadní část pomocí jednotek odpružení, jež se skládají z hydraulického válce s dvojčinným ventilem a akumulátoru. Princip je stejný jako u hydropneumatického odpružení náprav, proto není nutné jeho další popisování. Hydraulické válce jsou připojené do kříže, což zabraňuje bočnímu náklonu kabiny. Jedná se o aktivní odpružení. Řídící jednotka je schopna v reálném čase měnit velikost tlumení a reagovat na zrychlení kabiny, díky čemuž ji udržuje ve vodorovné poloze [1].



Obr. 11 Hydropneumatické odpružení řady traktorů John Deere 6R [20]

2 NÁSTROJE PRO SIMULACI DYNAMIKY TRAKTORŮ

Pochopení dynamického chování vozidel zajímalo inženýry od samotného prvopočátku [21]. Zpočátku byly výsledky dynamických vlastností vozidel vyhodnocovány na základě lidského úsudku a pocitu pocházejícího z technických experimentů. Podle odezvy vozidla reagujícího na určité manévry se vyvozovaly závěry. Na základě zjištěných závěrů docházelo k úpravám vozidel vedoucím ke zlepšení kvality jízdy, ovládání a stability [22].

Rozmachem výpočetní techniky započala revoluce v oblasti dynamiky vozidel. Přes veškeré možnosti analytické matematiky není možné řešit některé záležitosti jinak, než pomocí numerických metod a simulací. Základy numerických metod sahají hluboko do historie, nicméně jejich rozvoj nastal až s příchodem počítačů, jež vytvořily předpoklady pro vývoj postupů vyžadujících velký objem výpočtů.

V případě technických soustav, jimiž jsou v této práci traktory, dochází při řešení dynamických vlastností k potížím z důvodu velkého množství dílů. I se schopnostmi moderní techniky se stává jejich řešení časově náročné. Analýzy mohou totiž mít řádově až desítky stupňů volnosti a trvat hodiny. Do úvahy se přitom musí brát i možné komplikace spojené s nestabilitou modelu nebo špatné konvergenci způsobené nelinearitami.

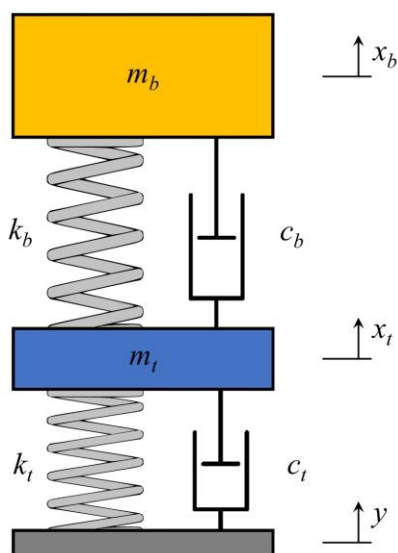
Výrobci traktorů stále přikládají experimentálním měřením značnou míru důležitosti, a to zejména ve fázi testování prototypového traktoru a finálním doladováním jeho parametrů. Nicméně vývoj simulačních softwarů poskytl inženýrům mocný nástroj využívaný především ve vývojové fázi, kdy nemají k dispozici prototypy. V průběhu let se přešlo od různých úrovní zjednodušených dynamických modelů odpružení po simulace označované jako multibody (MB), jež detailně popisují model vozidla. V rámci multibody je každá komponenta vozidla definována jako tuhé nebo pružné těleso, které má určitou hmotnost a geometrii [23]. Vzájemné propojení těles udávají kinematické dvojice nebo nehmotné silové prvky [24]. V dnešním digitálním světě, kdy vývoj vozidel vzniká výlučně ve virtuálním prostředí CAD modelářů, proto nenastává problém v předání geometrických parametrů modelu do specializovaných multibody simulačních programů (MBS), jež s dostatečnou přesností určí požadované vlastnosti.

2.1 ZJEDNODUŠENÉ DYNAMICKÉ MODEL Y

Pomocí dynamických modelů se získávají charakteristická chování vozidla. Existuje celá řada výpočetních metod, které se zabývají simulacemi dynamiky vozidel, jinak řečeno reakcí vozidla na změnu jeho vnějšího prostředí. Tyto změny mohou mít počátek v podélném nebo příčném zrychlení či vychýlení kola (kol) v důsledku nerovnosti na vozovce [11]. Základem výpočetních metod jsou dynamické modely, jež se rozdělují podle komplexnosti. S rostoucí komplexností roste složitost modelu, výpočtové nároky i čas simulace. Expanze multibody softwarů znamenala zlom ve složitosti modelů. Již nebylo problém simulovat komplikované dynamické chování vozidel zahrnující vzájemné ovlivnění jednotlivých kol, tlumení kabiny, tuhosti, nelinearity komponent nebo vlastnosti pneumatik. I přes veškeré možnosti multibody softwarů by se však nemělo zapomínat na jednoduché dynamické modely, pomocí kterých lze vysvětlit mnoho aspektů chování vozidel. Nejjednodušší dynamický model vozidla představuje tzv. čtvrtinový model [25], který je ovšem v případě simulování dynamických vlastností traktoru zcela nedostačující. V rámci této problematiky je nutné využít alespoň tzv. poloviční model, jenž poskytuje již relevantní výsledky.

2.1.1 ČTVRTINOVÝ MODEL

Přestože čtvrtinový model, zobrazený na obr. 12, nezajišťuje uspokojivé výsledky v oblasti dynamiky traktorů, neměla by se snižovat jeho významnost. V oblasti dynamiky osobních automobilů poskytuje navzdory své jednoduchosti velmi přesné výsledky a jeho pochopením lze získat potřebné znalosti, které mohou pomoci při sestavování polovičního modelu. Čtvrtinový model, jak již samotný název napovídá, představuje čtvrtinu automobilu, jež je popsána pomocí dvou hmot a dvou systémů pružina-tlumič. Odpružená hmota m_b odpovídá zhruba čtvrtině hmotnosti karoserie včetně řidiče. Odpružená hmota je pomocí systému pružina-tlumič (k_b a c_b), představující odpružení vozidla, spojena s neodpruženou hmotou vozidla m_t , ta začleňuje hmotnost jednoho kola včetně jeho zavěšení. Druhý systém pružina-tlumič (k_t a c_t) nahrazuje pneumatiku [25]. Tlumič v tomto případě reprezentuje její vlastní tlumení coby viskoelastického tělesa. Často se uvádí, že toto tlumení bývá minimální, a proto jej lze v určitých případech zanedbat. Poté je pneumatika v modelu vyobrazena pouze pomocí pružiny [3].



Obr. 12 Čtvrtinový model [26]

Čtvrtinový model reprezentuje kmitavou soustavu o 2° volnosti (2DOF), která je buzena souřadnicí y simulující reliéf vozovky a dá se spočítat pomocí soustavy dvou obecných diferenciálních rovnic o dvou neznámých, jež vycházejí z Druhého Newtonova pohybového zákona [3]. Po dosazení je obecný tvar diferenciálních rovnic následující [26]:

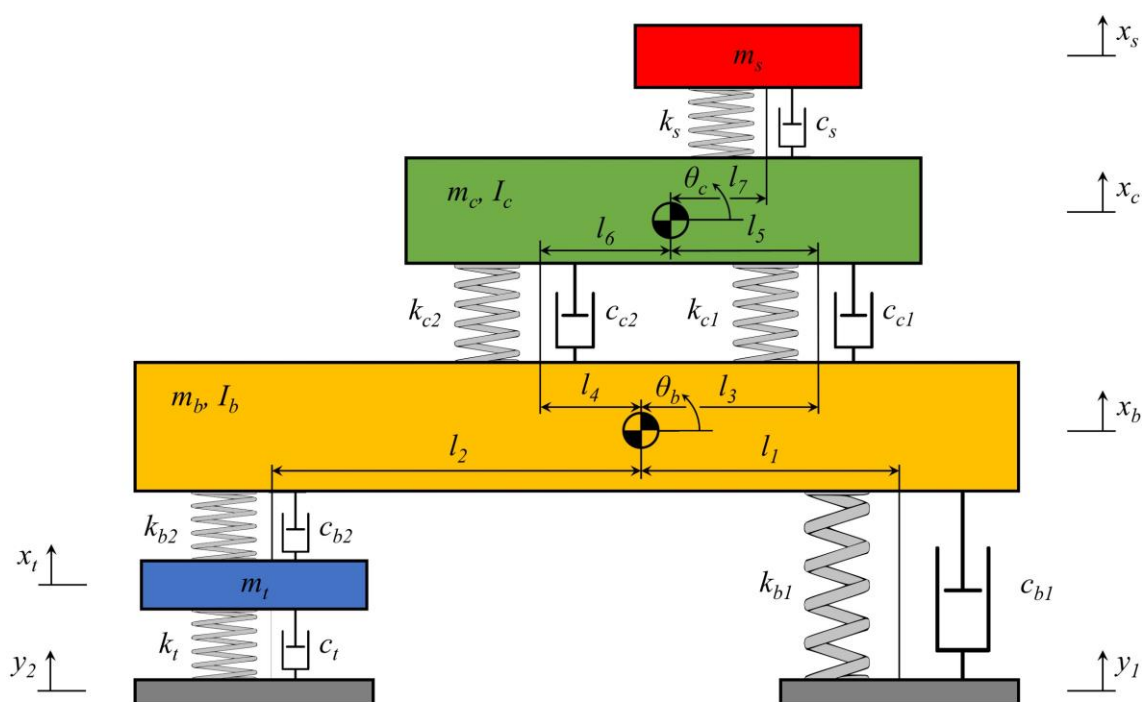
$$\ddot{x}_b = \frac{k_b \cdot (x_t - x_b) + c_b \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_b)}{m_b} \quad (2)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{k_t \cdot (y - x_t) + c_t \cdot (\dot{y} - \dot{x}_t) - k_b \cdot (x_t - x_b) - c_b \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_b)}{m_t} \quad (3)$$

Kde m_b je hmotnost odpružené hmoty v kg, m_t hmotnost neodpružené hmoty v kg, k_b tuhost vozidlové pružiny v $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$, k_t tuhost vozidlové pneumatik v $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$, c_b koeficient tlumení tlumiče v $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$, c_t koeficient tlumení pneumatiky v $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$, y poloha vozovky v m, x_t poloha neodpružené hmoty v m, x_b poloha odpružené hmoty v m, \dot{y} rychlost odevzy vozovky v $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, \dot{x}_t rychlost neodpružené hmoty v $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, \dot{x}_b rychlost odpružené hmoty v $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, \ddot{x}_t zrychlení neodpružené hmoty v $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ a \ddot{x}_b zrychlení odpružené hmoty v $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.

2.1.2 POLOVIČNÍ MODEL

Předlohou polovičního modelu mohou být dle potřeby přední nebo zadní náprava, případně jedna ze stran podélně rozděleného vozidla. Díky uvažování dvou kol určuje kromě vertikálního pohybu i specifické parametry jako klonění (příčný model) nebo klopení (podélný model). Pokud se použije jedna z náprav, poté se model označuje jako příčný nebo celonápravový. V případě podélně rozděleného vozidla jde o model podélný, často též nazývaný jako motocyklový, který je více používaný [27]. Nutnost použití polovičních modelů oproti modelům čtvrtinovým je v oblasti dynamických vlastností traktorů zřejmý. Zatímco v případě osobních automobilů soustava o 2° volnosti většinou poskytuje dostačující výsledky, v případě traktorů nikoliv. Naskytá se možnost, že by se čtvrtinový model mohl rozšířit o další stupeň volnosti, jenž by představoval odpružení sedačky, nicméně i nadále by model neposkytoval přesné výsledky, protože by vyvstávaly problémy s určením tuhostí a tlumením pneumatiky, jelikož u traktorů nejsou na všech čtyřech kolech stejné jako u většiny automobilů. Také do modelu nelze zahrnout odpružení přední nápravy, které je v dnešní době téměř standardem. Z těchto a dalších důvodů je potřeba provádět výpočty na takových modelech, které zajistí alespoň přibližný počet stupňů volnosti zohledňující konstrukci traktoru. Ideální volbou je poloviční model, který ze své podstaty umožňuje sestavit model s dostatečnými stupni volnosti. Na základě potřeb může reprezentovat traktor s výhradně odpruženou sedačkou řidiče (3DOF), tak i kompletně odpružený traktor (6DOF), kde zohledňuje odpružení přední nápravy, kabinu i sedačku řidiče, viz obr. 13. Výhodou výsledků získaných z takovýchto modelů je poměrně vysoká přesnost získaná s výrazně menšími náklady a úsilím oproti multibody simulacím.



Obr. 13 Podélný poloviční model traktoru

Odpružené hmoty traktoru v podobě těla a kabiny jsou kromě hmotnosti m popsány také momentem setrvačnosti I , jenž vyjadřuje jejich míru setrvačnosti při otáčivém pohybu. Zbývající náležitosti modelu odpovídají zákonitostem čtvrtinového modelu. Diferenciální rovnice mají poté tuto podobu:

$$\ddot{x}_s = \frac{k_s \cdot (x_c - x_s - l_7 \cdot \theta_c) + c_s \cdot (\dot{x}_c - \dot{x}_s - l_7 \cdot \dot{\theta}_c)}{m_s} \quad (4)$$

$$\ddot{x}_c = \frac{k_{c1} \cdot (x_b - x_c - l_5 \cdot \theta_c + l_3 \cdot \theta_b) + c_{c1} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c - l_5 \cdot \dot{\theta}_c + l_3 \cdot \dot{\theta}_b) + k_{c2} \cdot (x_b - x_c + l_6 \cdot \theta_c - l_4 \cdot \theta_b) + c_{c2} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c + l_6 \cdot \dot{\theta}_c - l_4 \cdot \dot{\theta}_b) - k_s \cdot (x_c - x_s - l_7 \cdot \theta_c) - c_s \cdot (\dot{x}_c - \dot{x}_s - l_7 \cdot \dot{\theta}_c)}{m_c} \quad (5)$$

$$\ddot{\theta}_c = \frac{l_5 \cdot [k_{c1} \cdot (x_b - x_c - l_5 \cdot \theta_c + l_3 \cdot \theta_b) + c_{c1} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c - l_5 \cdot \dot{\theta}_c + l_3 \cdot \dot{\theta}_b)] - l_6 \cdot [k_{c2} \cdot (x_b - x_c + l_6 \cdot \theta_c - l_4 \cdot \theta_b) + c_{c2} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c + l_6 \cdot \dot{\theta}_c - l_4 \cdot \dot{\theta}_b)] - l_7 \cdot [k_d \cdot (x_c - x_d - l_7 \cdot \theta_c) + c_d \cdot (\dot{x}_c - \dot{x}_d - l_7 \cdot \dot{\theta}_c)]}{I_c} \quad (6)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{k_{b1} \cdot (y_1 - x_b - l_1 \cdot \theta_b) + c_{b1} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{x}_b - l_1 \cdot \dot{\theta}_b) + k_{b2} \cdot (x_t - x_b + l_2 \cdot \theta_b) + c_{b2} \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_b + l_2 \cdot \dot{\theta}_b) - k_{c1} \cdot (x_b - x_c - l_5 \cdot \theta_c + l_3 \cdot \theta_b) - c_{c1} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c - l_5 \cdot \dot{\theta}_c + l_3 \cdot \dot{\theta}_b) - k_{c2} \cdot (x_b - x_c + l_6 \cdot \theta_c - l_4 \cdot \theta_b) - c_{c2} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c + l_6 \cdot \dot{\theta}_c - l_4 \cdot \dot{\theta}_b)}{m_b} \quad (7)$$

$$\ddot{\theta}_b = \frac{l_1 \cdot [k_{b1} \cdot (y_1 - x_b - l_1 \cdot \theta_b) + c_{b1} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{x}_b - l_1 \cdot \dot{\theta}_b)] - l_2 \cdot [k_{b2} \cdot (y_2 - x_b + l_2 \cdot \theta_b) + c_{b2} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{x}_b + l_2 \cdot \dot{\theta}_b)] - l_3 \cdot [k_{c1} \cdot (x_b - x_c - l_5 \cdot \theta_c + l_3 \cdot \theta_b) + c_{c1} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c - l_5 \cdot \dot{\theta}_c + l_3 \cdot \dot{\theta}_b)] + l_4 \cdot [k_{c2} \cdot (x_b - x_c + l_6 \cdot \theta_c - l_4 \cdot \theta_b) + c_{c2} \cdot (\dot{x}_b - \dot{x}_c + l_6 \cdot \dot{\theta}_c - l_4 \cdot \dot{\theta}_b)]}{I_b} \quad (8)$$

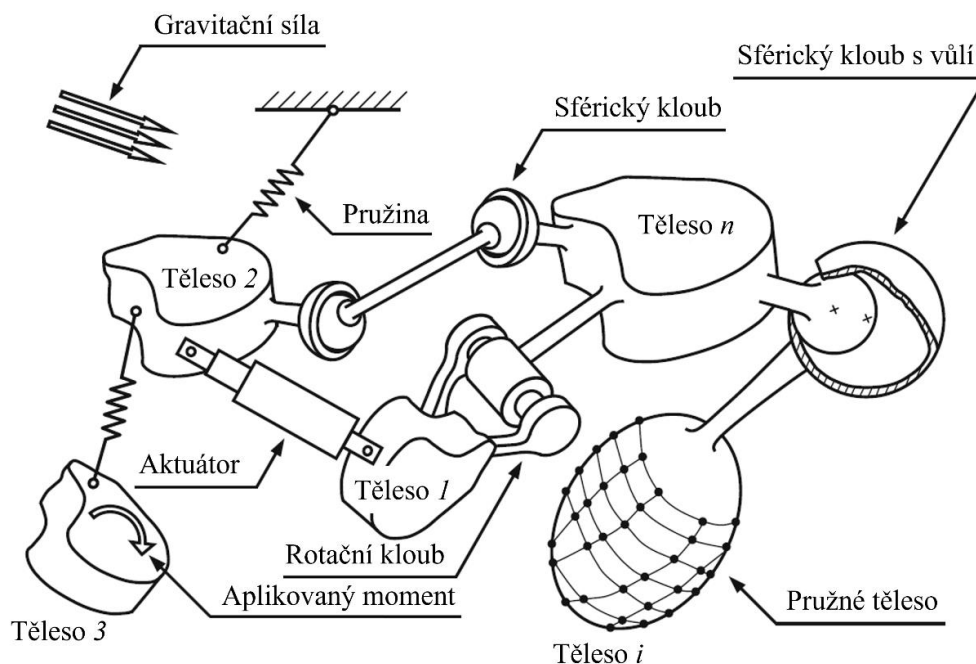
$$\ddot{x}_t = \frac{k_t \cdot (y_2 - x_t) + c_t \cdot (\dot{y}_2 - \dot{x}_t) - k_{b2} \cdot (x_t - x_b + l_2 \cdot \theta_b) - c_{b2} \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_b + l_2 \cdot \dot{\theta}_b)}{m_t} \quad (9)$$

Kde m_t hmotnost předního kola včetně zavěšení v kg, m_b je hmotnost těla traktoru v kg, m_c je hmotnost kabiny traktoru v kg, m_s je hmotnost sedačky včetně řidiče v kg, k_t tuhost předních pneumatik v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, k_{b1} tuhost zadních pneumatik v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, k_{b2} tuhost pružin odpružení přední nápravy v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, $k_{c1,2}$ tuhost pružin odpružení kabiny v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, k_s tuhost pružin odpružení sedačky v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$, c_t koeficienty tlumení předních pneumatik v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, c_{b1} koeficienty tlumení zadních pneumatik v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, c_{b2} koeficienty tlumení tlumičů odpružení přední nápravy v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, $c_{c1,2}$ koeficienty tlumení tlumičů odpružení kabiny v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, c_s koeficienty tlumení tlumiče odpružení sedačky v $\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, $y_{1,2}$ polohy vozovky v m, x_t poloha středu předního kola v m, x_b poloha těžiště těla traktoru v m, x_c poloha těžiště kabiny traktoru v m, x_s poloha sedačky v m, $\dot{y}_{1,2}$ rychlosti odevzy vozovky v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, \dot{x}_t rychlost středu předního kola v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, \dot{x}_b rychlost těžiště těla traktoru v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, \dot{x}_c rychlost těžiště kabiny traktoru v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, \dot{x}_s rychlost sedačky v $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, \ddot{x}_t zrychlení středu předního kola v $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$, \ddot{x}_b zrychlení těžiště těla traktoru v $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$, \ddot{x}_c zrychlení těžiště kabiny traktoru v $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$, \ddot{x}_s zrychlení sedačky v $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$, I_b moment setrvačnosti těla traktoru v $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, I_c moment setrvačnosti kabiny traktoru v $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, $\dot{\theta}_b$ úhlové zrychlení těla traktoru v $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$, $\dot{\theta}_c$ úhlové

zrychlení kabiny traktoru v $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$, l_1 vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm těla traktoru v m, l_2 vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm těla traktoru v m, l_3 vzdálenost mezi zadním odpružením kabiny a těžištěm těla traktoru v m, l_4 vzdálenost mezi předním odpružením kabiny a těžištěm těla traktoru v m, l_5 vzdálenost mezi zadním odpružením kabiny a těžištěm kabiny traktoru v m, l_6 vzdálenost mezi předním odpružením kabiny a těžištěm kabiny traktoru v m a l_7 vzdálenost mezi odpružením sedačky a těžištěm kabiny traktoru v m.

2.2 MULTIBODY SYSTÉMY

Lze říci, že multibody systém (obr. 14) je složen ze souboru těles, kinematických spojů, případně některých silových prvků. Tělesa popisují velké translační a rotační posuvy a kinematické spoje předepisují určitá omezení [28]. Nejčastějším omezením je omezení relativního pohybu páru těles, takovéto kinematické vazbě se poté říká kloub. Pružiny a tlumiče na druhou stranu fungují jako poddajné prvky [24]. Využívá se lokálních a globálních souřadných systémů. Lokální souřadné systémy se pohybují spolu s tělesy, přičemž globální souřadný systém je nehybný [23].



Obr. 14 Znárodnění multibody systému a jeho nejvýznamnějších prvků [28]

Tělesa jsou definována hmotností a geometrií a lze je považovat za tuhá nebo pružná. Těleso je považováno za tuhé za předpokladu, že jeho deformace jsou v globálním měřítku malé, jinak řečeno, neovlivňují pohyb vytvářený tělesem. Tuhé těleso se díky tomu může posouvat a otáčet, aniž by měnilo svůj tvar. Narozdíl od tělesa pružného, které má elastickou strukturu. Pohyb volného tuhého tělesa v trojrozměrném prostoru je popsán šesticí zobecněných souřadnic spojených s šesti stupni volnosti. Pokud ale těleso zahrnuje určitou míru pružnosti, přičítají se k oněm šesti stupňům volnosti další, jež jsou nezbytně nutné k popisu deformací [28]. Systémy zahrnující elastické komponenty jsou v posledních letech stále více žádané. Používají se totiž v oblastech, kde neplatí předpoklady tuhých těles, například pneumatiky vozidel, a zároveň se vyžadují vysoce přesné výsledky simulací. Flexibilní multibody systémy mohou být tedy popsány jako kombinace modelů a simulačních metod, a to jak z mechaniky tuhého tělesa, tak ze strukturální analýzy [24].

Variační principy pohybujícího se multibody systému poskytují metodiku generování pohybových rovnic, jež obsahují pevná tělesa a kinematické vazby. Tyto principy jsou často nazývané jako formalismus a pocházejí již z dob Eulera a Lagrange [24]. Z důvodu komplexnosti a detailního popisu mechanismů, bylo sestavování pohybových rovnic velmi náročné. Proto vznikly tzv. multibody metody a na jejich základě tzv. multibody softwary, které mají tyto formalismy zabudovány ve svém kódu a umožňují generování pohybových rovnic automaticky [23].

V průběhu let šel vývoj multibody softwarů a jejich formalismů k zobecnění modelů a zvýšení řešitelnosti různých typů úloh. Významným krokem v zobecnění modelu byla integrace pružných těles a kontaktů těles. Nejlepší ukázkou kontaktů dvou těles multibody systému v oboru dynamiky vozidel je bezpochyby kontakt vozovky a pneumatiky, jejíž realistický popis vlastností je pro dané studium nezbytný [23]. Způsob, jakým vozidlo zrychluje, brzdí a zatáčí je totiž řízen silami generovanými na relativně malých kontaktních plochách pneumatik [22].

2.2.1 MODEL PNEUMATIK

Modely pneumatik musejí obsahovat řešení geometrie kontaktu a stanovení kontaktních sil, případně momentů [22]. V průběhu let bylo vytvořeno mnoho metodik modelování pneumatik. Některé zaručují jednoduché a rychlé určení požadovaných vlastností, jiné naopak velmi detailní popis, jenž má za cíl co nejmenší odchylky od reálné pneumatiky. V habilitační práci [23] se zmiňují čtyři základní způsoby tvorby modelu:

1. Jednoduché modely – pneumatiku nahrazuje soustava tlumiče a lineární nebo nelineární pružiny umožňující vertikální pohyb, výpočet horizontálních sil se provádí podle lineárních vztahů mezi skluzem a silou
2. Empirické modely – pneumatiku předepisují matematické vztahy, které vzešly z aproximace (regrese) nebo interpolace dat z technických experimentů
3. Fyzikální modely – pneumatiku popisuje detailní kinematika a dynamika kontaktu s vozovkou, jež má původ ve fyzikálních zákonech
4. MKP modely – pneumatika je vymodelována pomocí sítě konečných prvků, která obsahuje detailní strukturu pneumatik včetně stlačeného vzduchu

Literatura [22] ale uvádí, že všeobecně využívaným modelem při tvorbě MB modelu je jak v průmyslu, tak i v akademických institucích tzv. Magic formule, kterou vytvořil kolektiv kolem prof. Pacejky. Model je založen na matematickém popsání křivek sil a momentů, jež působí na pneumatiku v závislosti na podélném skluzu a směrové úchylice (slip angle). Značnou výhodou Magic formule je relativně přesné popsání chování pneumatik díky velkému množství parametrů (uvádí se více než 50), které jsou nutné k definování modelu. Parametry pneumatik se získávají z experimentálních měření, jež se nejčastěji provádí na speciálních zařízeních označovaných jako Flat-trac. Dalšími možnostmi experimentálních zkoušek jsou měření pomocí tzv. měřících přívěsů, případně návěsů nákladních vozidel.

Dalšími zástupci modelů pneumatik mohou být kartáčové modely, které vycházejí z předpokladu, že skluz je způsoben deformací pryžového materiálu mezi kostrou pneumatiky a vozovkou. Pneumatika je aproximována na malé kartáčové prvky, které jsou připevněné ke kostře, u níž se předpokládá, že je tuhá. Dále se u ní předpokládá, že se může ohýbat směrem ke středu kola, nikoli však natahovat nebo smršťovat. Všechny kartáčové prvky se mohou deformovat nezávisle na jiných prvcích [29].

2.2.2 MULTIBODY SOFTWARE

V průběhu let vzniklo mnoho multibody softwarů a speciálních modulů pro jejich modelování v různých matematických softwarech. Z multibody softwarů lze zmínit například DADS nebo SIMPACK a ze speciálních modulů toolbox SimMechanics, jenž rozšiřuje Matlab/Simulink. Nejrozšířenějším a nejpropracovanějším multibody softwarem je nicméně ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) od americké společnosti MSC Software Corporation. Pro všechny multibody software ale platí, že z důvodu neustále se měnících požadavků podléhají nepřetržitému vývoji. V současnosti se stále více využívají při vývoji a testování systémů obsahujících řízení v uzavřené smyčce. Charakteristickým příkladem uzavřené řídicí smyčky v případě vozidel mohou být elektronické systémy jako ABS, ESP nebo Torque Vectoring. Nedílnou součástí multibody softwarů jsou v dnešní době jízdní simulátory, které umožňují díky speciálním hardwarovým a softwarovým nástrojům testování na úrovni jednotlivých součástí nebo celého vozidla v reálném čase. Pro tyto účely musí být zajištěn takový popis vozidla, jenž umožní časové úspory výpočtu, z důvodu omezeného výpočtového času. Model vozidla je poté do systému reálného času vkládán v kompilovaném stavu a obsahuje integrační metodu. Dále je dnes snahou začlenit multibody software do procesu virtuálního návrhu, který obsahuje řadu nástrojů. Tyto nástroje musí posléze vzájemně komunikovat a sdílet data prostřednictvím programových rozhraní [23]. Na takovémto jednotném programovém rozhraní pracovala i společnost MSC Software Corporation, která v roce 2019 představila prostředí MSC Apex. Díky MSC Apex lze přímo spojit různé disciplíny v rámci multifyzikálních simulací, viz obr. 15.



Obr. 15 Jednotné programové rozhraní MSC Apex [30]

2.2.3 MSC ADAMS

Jedná se o numerický software, který umožňuje skládat modely z tuhých i pružných těles, jež jsou mezi sebou vázány pomocí různých typů kinematických vazeb. Na základě navržených modelů poskytuje simulaci pohybu v malém i velkém měřítku, přičemž pohyby jsou vyvolány působením aplikovaných sil nebo buzení. Kromě statických, kinematických a dynamických analýz navržených modelů, ADAMS rovněž zprostředkovává jejich optimalizaci a verifikaci [22].

Celý výpočtový software je složen z mnoha modulů. Většinu modulů lze využívat i jako samostatné aplikace, kdy jsou následně nezávislé na ostatních modulech. Základem Adamsu je propracovaný model řešiče (Solver), v němž vnitřně probíhá sestavování a výpočet pohybových rovnic v každém integračním kroku. Sestavování pohybových rovnic se uskutečňuje na základě vstupních textových souborů, které popisují specifika mechanického modelu a musí zahrnovat hodně aspektů, kdy mezi nejdůležitější patří [31]:

- hmotnosti a setrvačnosti jednotlivých těles a součástí
- geometrické rozměry těles
- souřadnice těžišť a bodů těles, v nichž působí vazby a aplikovaný pohyb nebo síla
- elastické prvky
- popis vnějších sil a buzení působících na systém, aj.

Vstupní textové soubory jsou zapsané ve vlastním jazyku softwaru označovaném ADAMS Data Language [22]. Sestavené pohybové rovnice mají podobu Euler-Lagrangeových pohybových rovnic, které vytvářejí soustavu nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. K řešení této soustavy jsou nutné sofistikované numerické metody, jejichž výsledkem je popis orientace a umístění všech dílů mechanického systému v šesti souřadnicích, třech translačních a třech úhlových. Uložením časově závislých translačních a úhlových posunů, rychlostí a zrychlení do stavového vektoru, který zahrnuje i hodnoty reakcí a působících sil na každou ze součástí ve vázaných a inerciálních místech, se získá úplný popis mechanického systému pro jeho simulaci. Lze říci, že veškeré práce se softwarem ADAMS jdou redukovat na tvorbu vstupních textových souborů a následné vyhodnocení řešičem. Tímto postupem je možné získat určité výhody při vytváření mechanického modelu, ale výrazně se tím zhoršuje představivost konečné podoby a získaných výsledků zejména komplikovaných modelů. Potřebnou vizualizaci vytváření modelu a vyhodnocování výsledků zajišťuje modul View, který společně se Solverem vytváří nástroj, který dovoluje řešit téměř všechny problémy spojené s multibody systémy. Modul View umožňuje kromě tvorby modelu i jeho vložení z CAD programu. V jednoduchosti lze uvést, že kromě vizualizace modelu je modul užitečný zejména ve vytváření vstupních textových souborů, které provádí automaticky [23].

Výhodou softwaru ADAMS je nespočet specializovaných modulů, které mohou pomoci při vykonávání úzce zaměřených záležitostí. Všechny specializované moduly mohou být nahrazeny modulem View, ve kterém jde dané zaměření vytvořit a nastavit, nicméně velkou výhodou specializovaných modulů je knihovna, v níž jsou předdefinované části modelů (tzv. Templates), které výrazně usnadňují a urychlují práci.

2.2.4 VYUŽITÍ MULTIBODY SOFTWARE U TRAKTORŮ

Simulace jsou v dnešní době plnohodnotným partnerem inženýrů v oblasti vývoje traktorů. Pomáhají totiž porozumění a zlepšování široké palety dynamických systémů. V současnosti není vyvíjen tlak pouze od konkurence, ale i od vládních předpisů, které definují požadavky na energeticky účinnější, bezpečnější a spolehlivější výrobky [32]. Proto se traktory stávají čím dál sofistikovanějšími systémy, jež se skládají z mnoha dynamicky interagujících podsystémů [33]. Aby výrobci úspěšně odolali daným náročným výzvám, často využívají numerických multibody simulací [32]. Bohužel přesné informace o simulacích, které s multibody softwary výrobci traktorů provádějí, nejsou veřejně známé. Nicméně pomocí dostupných zdrojů z internetu, například společnosti Engineering Center Steyr GmbH & Co, která je součástí jedné z největších dodavatelů pro automobilový průmysl Magna International, se dají alespoň některé řešené problematiky zjistit.

Dalo by se říci, že pomocí multibody softwarů u traktorů se řeší analýzy jízdy a ovladatelnosti, analýzy vibrací od vozovky a hnacího ústrojí, generování dat zatížení pro jednotlivé komponenty nebo vibrační únava nastavbových komponent a dílů hnacího ústrojí. V rámci analýzy jízdy a ovladatelnosti se řeší kinematika odpružení, řízení a případně i ladění parametrů pro zlepšení jízdy, potažmo ovladatelnosti. Analýza vibrací vozovky a hnacího ústrojí se zabývá vzájemným působením pneumatik a vozovky, laděním pouzder odpružení, simulací rozběhu a volnoběhu hnacího ústrojí a vibracemi interagujícími s posádkou. Generováním dat zatížení pro jednotlivé komponenty je možné vyhodnotit a zlepšit uspořádání zkoušeného zařízení z pohledu únavy. V případě vibrační únavy je za pomoci modálních analýz umožněno dynamické vyztužení pro odpovídající vibrační odezvu. Dále je také možno provést virtuální rozběh hnacího ústrojí, na kterém je zjištěna jeho odolnost, nebo připojení nejrůznějších ovladačů, jako například ABS a simulování jejich jízdní stability [33]. Úzkou výseč zmíněných analýz poukazuje obr. 16, na němž je prováděna analýza zatížení kinematiky odpružení (vlevo), plné zatížení kol (uprostřed) a plné zatížení kol při jízdě po nerovné vozovce (vpravo) na traktoru JCB Fastrac [34].



Obr. 16 Multibody simulace na traktoru JCB [34]

Další aplikací multibody softwarů u traktorů může být analýza sil v třibodovém závěsu, které vznikají při práci s náradím, zejména s polním, jakým je např. pluh. Výzkumníci z Mendelovy univerzity v Brně se na toto téma zaměřili v článku [35]. Pro simulaci použili model zadního třibodového závěsu, který odpovídá skutečnému závěsu. Též uvažovali reálné parametry silového zatížení s možností zahrnutí kmitů. Předmětem simulací bylo následně získat silové a hybné zatížení spodních ramen včetně snímačů tahu, ze kterých byla provedena kontrola výstupu reálných snímačů a jejich kalibrace. Kompletní multibody model třibodového závěsu lze také využít k získání správného nastavení závěsu [35].

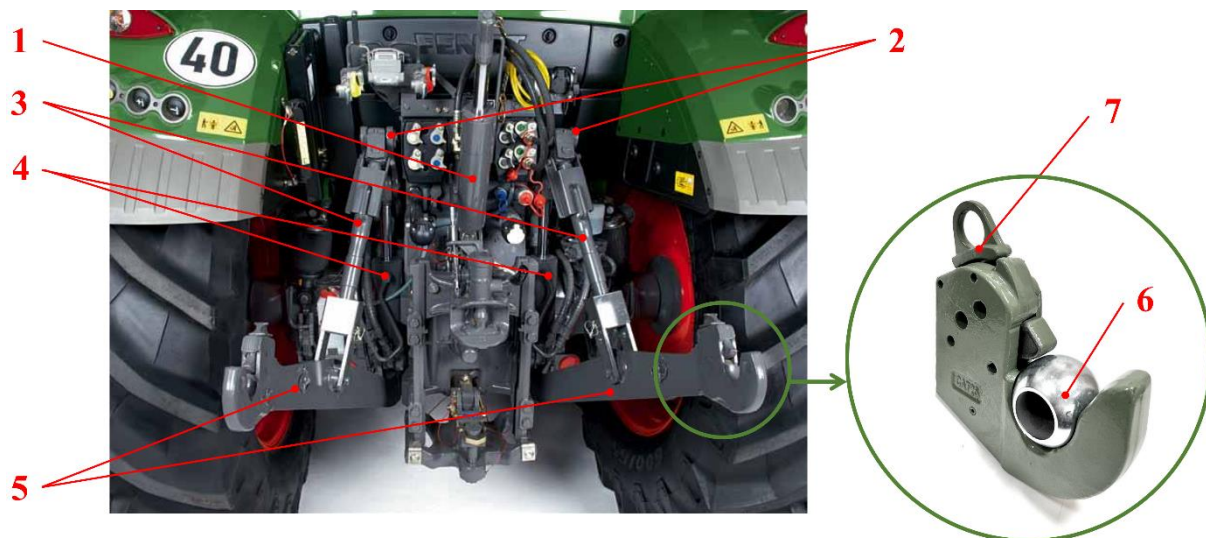
3 SEZNÁMENÍ SE ZÁMĚREM PRÁCE

Hlavním záměrem práce je analýza vlivu zadního neseného žacího stroje na dynamiku traktoru. Pevným připojením zařízení vážícího téměř 800 kilogramů k traktoru totiž dochází k významnému silovému ovlivnění (zejména při zvedání na souvrati), které má vliv na celkový dynamický projev. Z tohoto důvodu je cílem sestavit výpočtový model v prostředí softwaru ADAMS, na kterém budou stanoveny průběhy budících sil a odezvy na buzení v definovaných místech. Před samotným začátkem řešení tohoto problému je nicméně neméně důležité pochopení jeho podstaty, o což se snaží právě tato kapitola, která stručně popisuje konstrukci a princip fungování zadního tříbodového závěsu, který slouží k připojení zařízení, tedy i žacího stroje.

Při sečení s žacím strojem je využívána polohová regulace zadního tříbodového závěsu, kdy obsluha nastaví optimální výšku spodních táhel, které v kombinaci s délkou horního táhla budou představovat vhodnou konfiguraci. Daná konfigurace se poté používá, jak při samotné práci se strojem, tak při transportu na pozemních komunikacích. Moderní traktory umožňují uložení nastavené výšky zadního tříbodového závěsu, tlaku jednotlivých hydraulických okruhů, funkcí ovládacích páček apod. do terminálu, což lze využít při dalším spřažení. Veškeré polohovací úkony žací lišty jsou vykonávány pomocí okruhů vnějšího hydraulického systému (rozbalení z transportní polohy, zvedání na souvrati). Během samotného sečení je využívána plovoucí poloha hydraulického okruhu potřebného k ovládnutí žacího stroje, při které je olej volně propouštěn a umožňuje dosažení dokonalého kopírování terénu plazy žací lišty. V praxi se lze setkat i se situací, kdy nastavenou výšku tříbodového závěsu zabezpečují řetězy pevně připojené k tělu traktoru. Uvedená situace je nicméně velice ojedinělá a využívá se zpravidla u starších traktorů, u nichž v důsledku stárí dochází k propouštění oleje ve vnitřním hydraulickém okruhu a následném „padání“ spodních táhel. V případě této práce je uvažován takový stav traktoru, kde je zmíněný problém nemyslitelný, a proto se uvažuje veškerý přenos sil z žacího stroje na traktor skrze uchycení táhel tříbodového závěsu. Pro úplnost je vhodné uvést, že kromě zadního tříbodového závěsu se u některých traktorů lze setkat i s předním tříbodovým závěsem, nicméně v rámci této práce jej není nutné dále rozebírat, protože nikterak nevstupuje do řešené simulace.

3.1 ZADNÍ TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS TRAKTORŮ

Tříbodový závěs (obr. 17) je zařízení sloužící k připojení nesených a návěsných strojů k traktoru. Na základě své konstrukce umožňuje změnu polohy a přenosu hmotnosti připojeného stroje na traktor. Rozměry hlavních částí zadních tříbodových závěsů jsou unifikovány mezinárodní normou ISO 730:2009. Norma definuje pět kategorií rozměrů, které závisí na výkonové třídě traktoru. Mezi hlavní konstrukční části tříbodového závěsu lze zařadit horní táhlo, často nazývané jako třetí bod (1), ramena zvedacího ústrojí (2), zvedací táhla (3), přímočaré dvojčinné hydromotory (4) a dolní táhla (5). O uchycení těchto částí se starají kinematické vazby, které umožňují pohyb v určitém rozsahu. Délka horního táhla je proměnná. Díky jeho zkracování nebo prodlužování je možné nastavit ideální polohu přípojného stroje. Variabilní délka je umožněná buď pomocí závitu ve středové části nebo hydraulicky. S hydraulickým horním táhlem se lze setkat především u výkonnějších traktorů, jejichž přípojná zařízení bývají těžká a tím pádem usnadňují jejich nastavení. Jak horní, tak spodní táhla disponují háky zprostředkovávající snadné připojení náradí pomocí koulí (6), k jejichž zajištění slouží samovolné západky (7). Koule s přečnivajícím osazením se montuje na horní čep závěsu náradí. Na dolní čepy závěsu se kvůli snadnějšímu zapřahání montují koule bez osazení s vodítky. Hlavní rozměry koulí i čepů jsou také definovány normou [13].



Obr. 17 Zadní tříbodový závěs [36], [37]

K omezení nebo zabránění bočního výkyvu dolních táhel se využívají teleskopické stabilizátory různých konstrukcí, jež plní důležitou funkci, protože například nesené pluhy vyžadují volnost pohybu v horizontální rovině, přičemž návěsné pluhy naopak vyžadují dolní táhla stabilizovaná. Principiálně by se dal teleskopický stabilizátor popsat následovně. Stabilizátor tvoří sestava teleskopické trubice, která má na zadním konci vnitřní závit. Tato sestava je spojena s montážním držákem, jenž je přišroubovaný ke skříni zadní nápravy. Zadní konec stabilizátoru s vnitřním závitem je zašroubován do závitové tyče s vnějším závitem, která je připojena k dolním táhlům. Celková délka je poté dána mírou zašroubování. Ke sklopnému krytu na teleskopické části stabilizátoru je připojena pružina, jejíž druhý konec je uchycen na řetězu. Ve sklopném krytu je drážka, která zapadá do výstupku na teleskopické části stabilizátoru. V případě správného nastavení by mělo docházet při zvedání dolních táhel z pracovní polohy k uvolnění a umožnění krytu zapadnout do výstupku. Tímto zapadnutím je zabezpečena předem zvolená délka stabilizátorů a díky tomu nedochází k bočnímu pohybu dolních táhel. Při spuštění dolních táhel do pracovní polohy se naopak kryt zvedne, jelikož dojde k napnutí řetězu. Vlivem zvednutého krytu je umožněn boční pohyb dolních táhel, z důvodu volného zasouvání a vysouvání stabilizátoru [2], [13].

O ovládání tříbodového závěsu se stará vnitřní okruh hydraulického systému označovaný jako regulační hydraulika. Z podstaty svého označení naznačuje, že kromě „zvedání a spuštění“ připojených zařízení také regulovaně řídí jejich pracovní polohu. Vhodnou regulací lze výrazně ovlivnit výkonnost, potažmo tahové vlastnosti, spotřebu traktoru a kvalitu práce. Současné traktory jsou v základu opatřeny polohovou, silovou a smíšenou regulací tříbodového systému, díky nimž je dosaženo regulace konstantní polohy, síly, respektive jejich kombinace. Traktory nižších výkonových řad si do nedávné doby musely vystačit s jednoduššími mechanicko-hydraulickými regulacemi, kde jsou změny síly a polohy snímány mechanicky. V současné době jsou povětšinou však stejně jako střední a vyšší výkonové řady vybaveny elektrohydraulickou regulací [13]. U elektrohydraulické regulace se k přenosu síly a impulzů nevyužívá mechanický způsob, ale elektronika s hydraulikou. Traktory využívající tuto regulaci mají kromě základních tří typů regulace ještě regulaci na mezní prokluz, která přizvedne připojené zařízení v případě překročení nastavené mezní hodnoty prokluzu kol a tlakovou regulaci, která udržuje v přímočarých dvojčinných hydromotorech nastavený tlak. Stěžejním prvkem elektrohydraulické regulace je hydraulický okruh se zásobníkem oleje,

odkud jsou pomocí čerpadel napájeny řídicí ventily. Ventily komunikují s řídicí jednotkou, od které dostávají pokyny k řízení dílčích hydraulických okruhů, kde pomocí hydromotorů ovládají zadní tříbodový závěs [38].

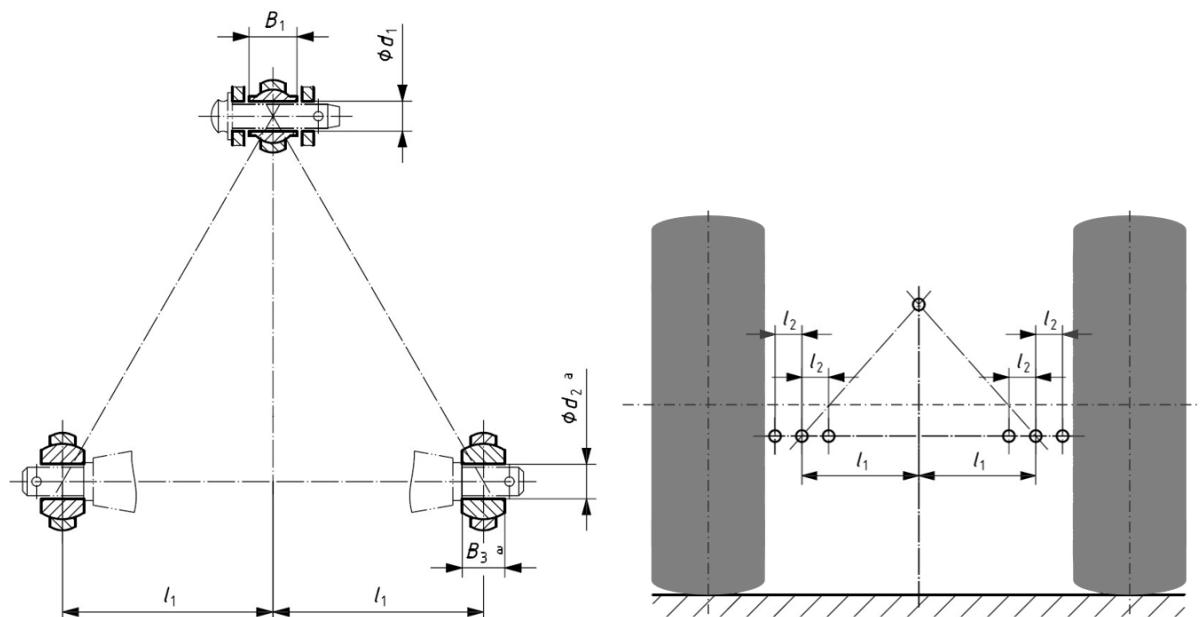
3.1.1 KATEGORIE ZADNÍCH TŘÍBODOVÝCH ZÁVĚSŮ

Zadní tříbodové závěsy spadají pod normu ISO 730:2009, která předepisuje kategorie a jejich základní rozměry. Obecně lze říci, že kategorie agregace souvisí s výkonem traktoru na vývodovém hřídeli PTO měřeným dle normy ISO 789-1, viz tab. 2 [39]. Skrze vývodové hřídele je přenášén točivý moment z traktoru na připojené stroje, jež jej vyžadují k práci, jako jsou žací stroje, sběrné vozy, kejdovače nebo rozmetadla. Traktory jsou standardně vybaveny zadní vývodovou hřídelí, nicméně stejně jako u tříbodových závěsů je možné na přání dodat i přední vývodovou hřídel. K zadnímu vývodovému hřídeli je točivý moment přenášén přímo od spalovacího motoru přes maximálně dva páry ozubených kol kvůli zachování vysoké mechanické účinnosti. Ovládání vývodové hřídele se nachází v kabině řidiče a nejčastěji bývá elektrohydraulické, kdy na základě zvoleného režimu mohou být otáčky 540 nebo 1000 min⁻¹, případně 540E nebo 1000E [13].

Tab. 2 Rozdělení kategorií zadních tříbodových závěsů [39]

Kategorie	Výkon na vývodovém hřídeli PTO [kW]
1N	Do 35
1	Do 48
2N/2	30 až 92
3N/3	60 až 185
4N/4	110 až 350

Nutno uvést, že každá kategorie má rozdílné požadavky na rozměry spojené s traktorem a rozměry spojené s připojeným zařízením. Velmi často se lze setkat s tím, že výrobci přípojných zařízení implementují na daný stroj dvě možnosti agregace (zpravidla 2 a 3), díky čemuž významně rozšíří využitelný rozsah traktorů, k nimž může být dané zařízení připojeno. Rozměry zadního tříbodového závěsu určuje norma ISO 730:2009. Normou zmíněné parametry týkající se traktoru jsou zobrazeny na obr. 18 a zaznamenány v tab. 3, kde jsou všechny rozměry v mm. Kromě rozměrů daná norma definuje také nastavení zdvihu, rozsahu pohybu a vyrovnání zadního tříbodového závěsu. Nastavení (omezení) zdvihu je stěžejní zejména při připojení stroje vyžadující přenášéný točivý moment přes vývodový hřídel traktoru. Při nevhodně zvolené přepravní výšce totiž může dojít k poškození kloubového hřídele stroje a v krajním případě dokonce k poškození převodové skříně vývodového hřídele [39].

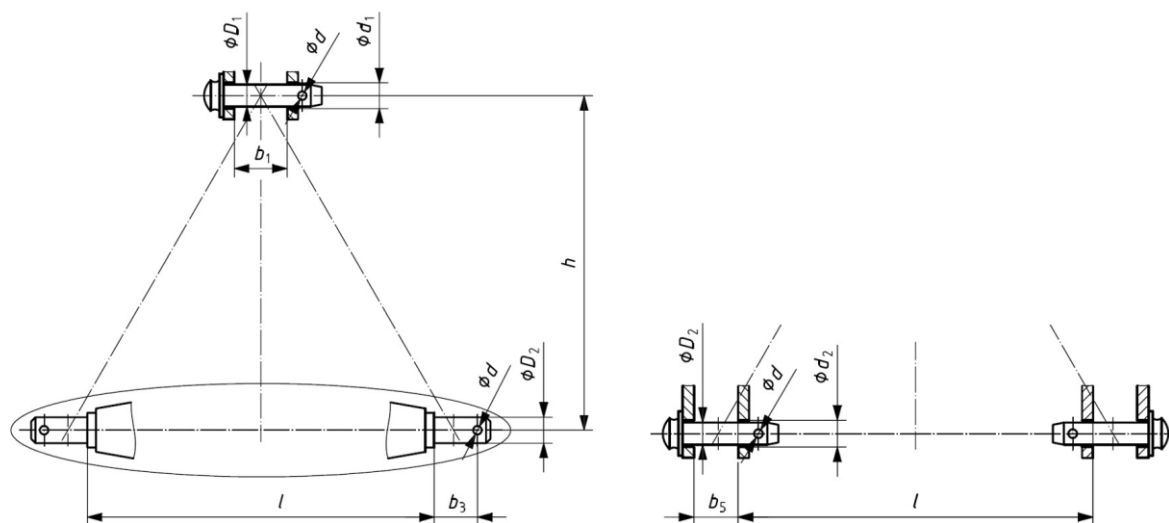


Obr. 18 Připojovací rozměry na traktor [39]

Tab. 3 Rozměry zadního třibodového závěsu traktoru [39]

	Kategorie							
	1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
d_1	$19,3^{+0,2}_0$	$19,3^{+0,2}_0$	$25,7^{+0,2}_0$	$25,7^{+0,2}_0$	$32^{+0,25}_0$	$32^{+0,25}_0$	$45,2^{+0,3}_0$	$45,2^{+0,3}_0$
B_1	$44^{0}_{-0,5}$	$44^{0}_{-0,5}$	$51^{0}_{-0,5}$	$51^{0}_{-0,5}$	$51^{0}_{-0,5}$	$51^{0}_{-0,5}$	$64^{0}_{-0,5}$	$64^{0}_{-0,5}$
d_2	$22,4^{+0,25}_0$	$22,4^{+0,25}_0$	$28,7^{+0,3}_0$	$28,7^{+0,3}_0$	$37,4^{+0,35}_0$	$37,4^{+0,35}_0$	$51^{+0,5}_0$	$51^{+0,5}_0$
B_3	$35^{0}_{-0,5}$	$35^{0}_{-0,5}$	$45^{0}_{-0,5}$	$45^{0}_{-0,5}$	$45^{0}_{-0,5}$	$45^{0}_{-0,5}$	$57,5^{0}_{-0,5}$	$57,5^{0}_{-0,5}$
l_1	218	359	364	435	435	505	505 ^a	612
l_2^b	min. 50	min. 100 ^c	min. 100 ^c	min. 125	min. 125	min. 125	min. 125	min. 125
L^*	300 až 375 ^d	500 až 575 ^d	550 až 625 ^d	550 až 625 ^d	575 až 675 ^d	575 až 675 ^d	575 až 675 ^d	575 až 675 ^d
<p>* Vzdálenost konce vývodového hřídele a bodu uchycení dolního táhla v horizontální poloze.</p> <p>^a Při použití spojek U-rámu dle ISO 11001-1 je rozměr 489 mm.</p> <p>^b Hodnoty mohou být sníženy o max. 35 mm v určitých případech (např. široké pneumatiky).</p> <p>^c Má-li traktor rozchod $\leq 1\ 150$ mm, může být tato hodnota snížena na min. 50 mm.</p> <p>^d Rozměry platí pouze pro jmenovitý průměr vývodového hřídele 35 mm, při jmenovitém průměru 45 mm musí být zvětšeny o 100 mm.</p>								

Norma ISO 730 také určuje rozměry připojení tažného zařízení, které musí odpovídat obr. 19 a tab. 4 v mm. Zároveň se u připojených náradí definuje tzv. chráněná zóna, což představuje potřebný prostor kolem závěsných bodů. Chráněná zóna podléhá normě ISO 2332.



Obr. 19 Připojovací rozměry náradí [39]

Tab. 4 Rozměry připojovacího náradí [39]

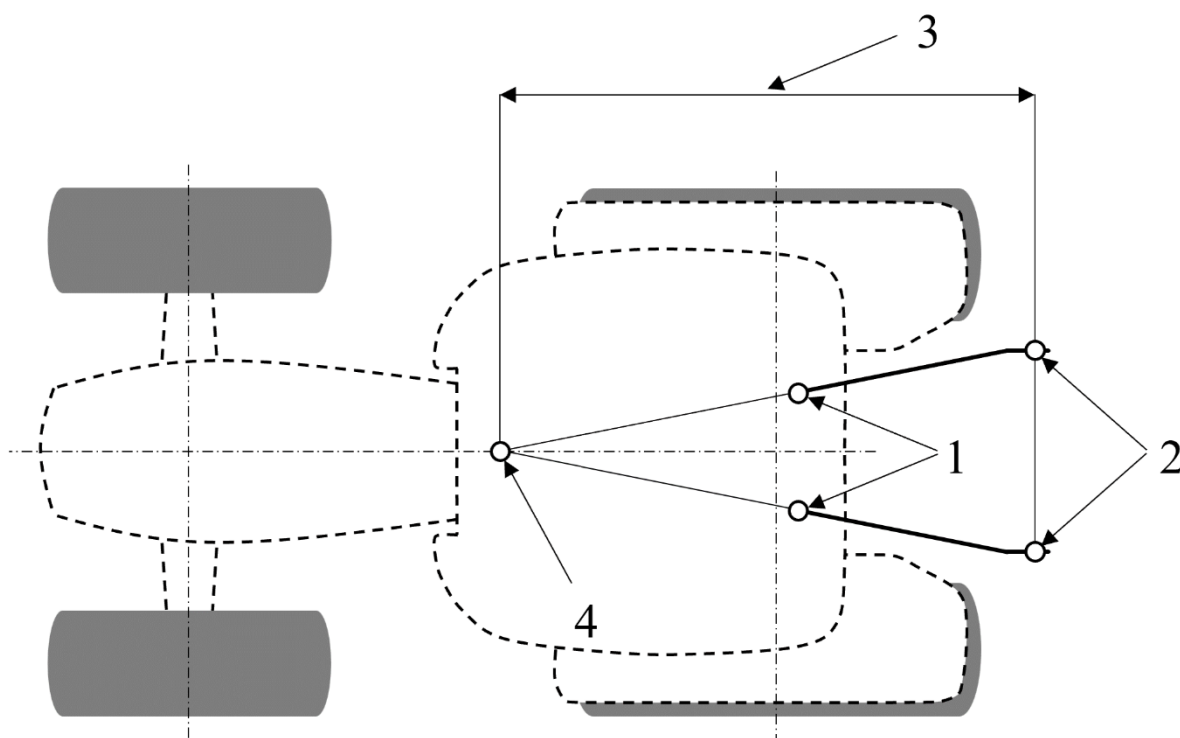
	Kategorie							
	1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
D_1	$19_{-0,08}^0$	$19_{-0,08}^0$	$25,5_{-0,13}^0$	$25,5_{-0,13}^0$	$31,75_{-0,2}^0$	$31,75_{-0,2}^0$	$45_{-0,8}^0$	$45_{-0,8}^0$
b_1	min. 52	min. 52	min. 52	min. 52	min. 52	min. 52	min. 65	min. 65
D_2	$22_{-0,2}^0$	$22_{-0,2}^0$	$28_{-0,2}^0$	$28_{-0,2}^0$	$36,6_{-0,2}^0$	$36,6_{-0,2}^0$	$50,8_{-1,1}^0$	$50,8_{-1,1}^0$
b_3	min. 49	min. 49	min. 49	min. 49	min. 52	min. 52	min. 68	min. 68
b_5^a	$65_{0}^{+0,2}$	$65_{0}^{+0,2}$	$65_{0}^{+0,2}$	$65_{0}^{+0,2}$	$72,5_{0}^{+0,2}$	$72,5_{0}^{+0,2}$	$96,5_{0}^{+0,2}$	$96,5_{0}^{+0,2}$
l^b	$400 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$965 \pm 1,5$	$952^c \pm 1,5$	$1166,5 \pm 1,5$
d^*	min. 12 min. 12	min. 12 min. 12	min. 12 min. 12	min. 12 min. 12	min. 12 min. 17	min. 12 min. 17	min. 17 min. 17	min. 17 min. 17
h	$360 \pm 1,5$	$460 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$1100 \pm 1,5$
<p>* Výše zapsané rozměry platí pro otvor v horním závěsném čepu, níže zapsané rozměry platí pro otvory v dolních závěsných čepích.</p> <p>^a Rozměr b_5 lze u určitých náradí pro kategorie 1N, 1, 2N a 2 zvětšit na 72,5 mm.</p> <p>^b V případě specializovaných nástrojů mohou být nutné změny těchto rozměrů.</p> <p>^c Pokud jsou použity spojky U-rámu dle ISO 11001-1, rozměr by měl být $920,5 \pm 1,5$ mm.</p>								

3.1.2 KONVERGENČNÍ VZDÁLENOSTI

Dosažení dobrých pracovních podmínek připojených náradí, zejména náradí zpracovávající půdu, lze dosáhnout správnou volbou horizontální a vertikální konvergenční vzdálenosti zadního třibodového závěsu. Horizontální konvergenční vzdálenost, číslo 3 na obr. 20, má silný vliv na horizontální stabilitu náradí. Při příliš velké vzdálenosti se snižuje boční stabilita směrového náradí, což může například u pluhů vyvolat nerovnou první brázdou. Je-li vzdálenost naopak příliš krátká, nesměrové náradí (například brány nebo kompaktoři) může snadno vybočit vzhledem k traktoru a pohybovat se asymetricky, což u moderních traktorů využívajících velmi přesné GPS navigace způsobuje značné snížení kvality práce. Z praxe proto byly určeny horizontální konvergenční vzdálenosti, tab. 5, při kterých většina náradí funguje bez významnějších komplikací [39].

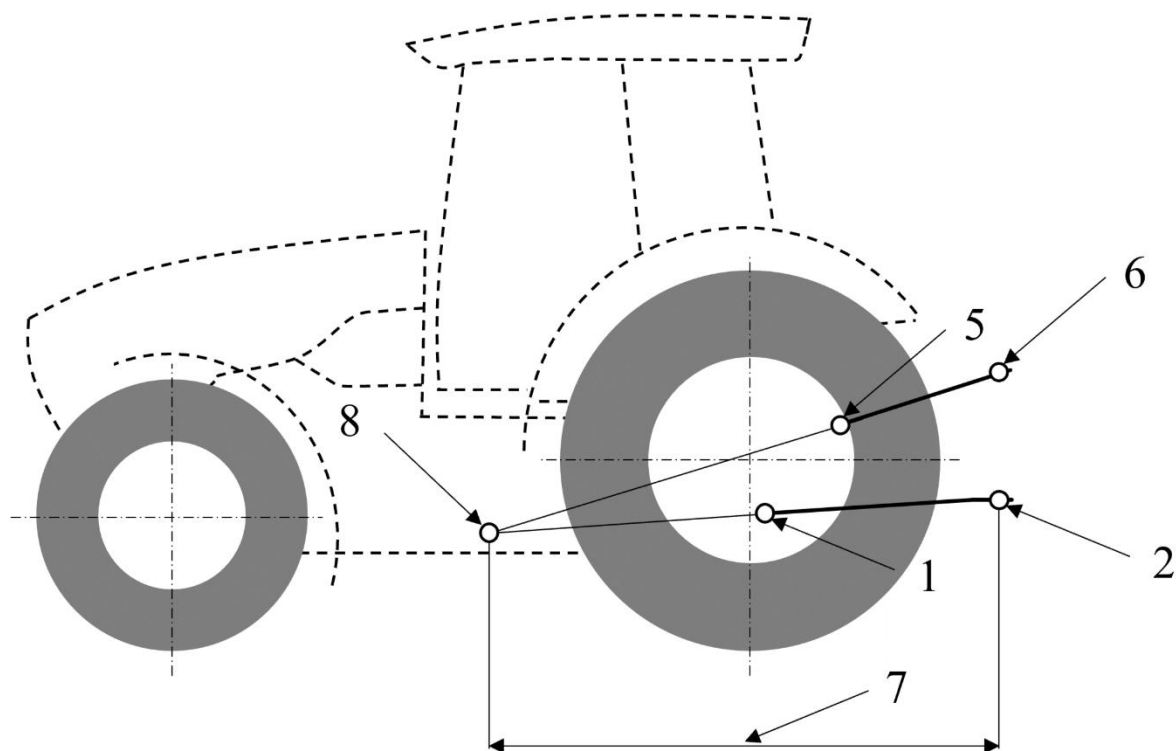
Tab. 5 Vhodné horizontální konvergenční vzdálenosti [39]

Kategorie	Horizontální konvergenční vzdálenost [mm]
1N/1	1700 až 2400
2N/2	1800 až 2400
3N	1800 až 2400
3	1900 až 2700
4N	1900 až 2700
4	1900 až 2800



Obr. 20 Horizontální konvergenční vzdálenost [39]

Vertikální konvergenční vzdálenost, číslo 7 na obr. 21, je důležitá zpravidla pro samotnou stabilitu traktoru. Při jejím správném nastavení se výrazně snižuje vliv pohybu traktoru (naklání, naklápění a otáčení) na připojené nářadí. Správné zvolení této vzdálenosti proto klade důraz na konstruktéry nářadí k vytvoření optimálních technických rozhodnutí, konstrukčních kritérií a správného využití hmotnosti nářadí, které následně zajišťuje širokou zaměnitelnost traktorů. Jako optimální vertikální konvergenční vzdálenost se uvádí vzdálenost menší než 0,9ti násobek rozvoru kol traktoru [39].



Obr. 21 Vertikální konvergenční vzdálenost [39]

Na obr. 20 a obr. 21 jsou označené kromě horizontální a vertikální vzdálenosti následující body. Bod 1 představuje uchycení spodních táhel k tělu traktoru, bod 2 místo spojení spodních táhel s nářadím (strojem), bod 4 pomyslné střetnutí os táhel zadního tříbodového závěsu při určování horizontální konvergence, bod 5 uchycení horního táhla k tělu traktoru, bod 6 místo spojení horního táhla s nářadím (strojem) a bod 8, který znázorňuje pomyslné střetnutí os táhel zadního tříbodového závěsu při určování vertikální konvergence [39].

4 MULTIBODY MODEL

Multibody model traktoru představuje účinný nástroj pro analýzu dynamiky jízdy, pochopení dynamických dějů, které vznikají v důsledku připojení neseného žacího stroje nebo ověření teoretických předpokladů, jež by v případě testování na reálném traktoru byly finančně velmi náročné. V případě zjištění nedostatečné detailnosti je značnou výhodou jeho možné rozšíření o další části. Samotný model na obr. 22 byl vytvořen v softwaru MSC Adams View a skládá se z jednotlivých tuhých těles spojených pomocí kinematických vazeb. V rámci všech simulací byl dodržován jednotný souřadnicový systém, kdy osa x korespondovala s podélnou osou traktoru, osa y spojovala středy zadních kol, přičemž její kladná složka směřovala ke kolu levému a osa z byla kolmá na podložku. Počet zvolených těles a použitých kinematických vazeb rozhodoval o výsledném počtu stupňů volnosti (přesnosti) modelovaného systému. Snahou proto bylo docílení co nejvěrnějšího popisu soustavy s ohledem na časovou dotaci vyhrazenou k tvorbě diplomové práce. Vhodným užitím kinematických vazeb a zvolených parametrů bylo dosaženo funkčního modelu, který posloužil k simulování různých přesně definovaných jízdních stavů typických pro danou soupravu traktor-nesený žací stroj. Následující podkapitoly jsou v krátkosti věnovány metodice sestavování a validace modelu.

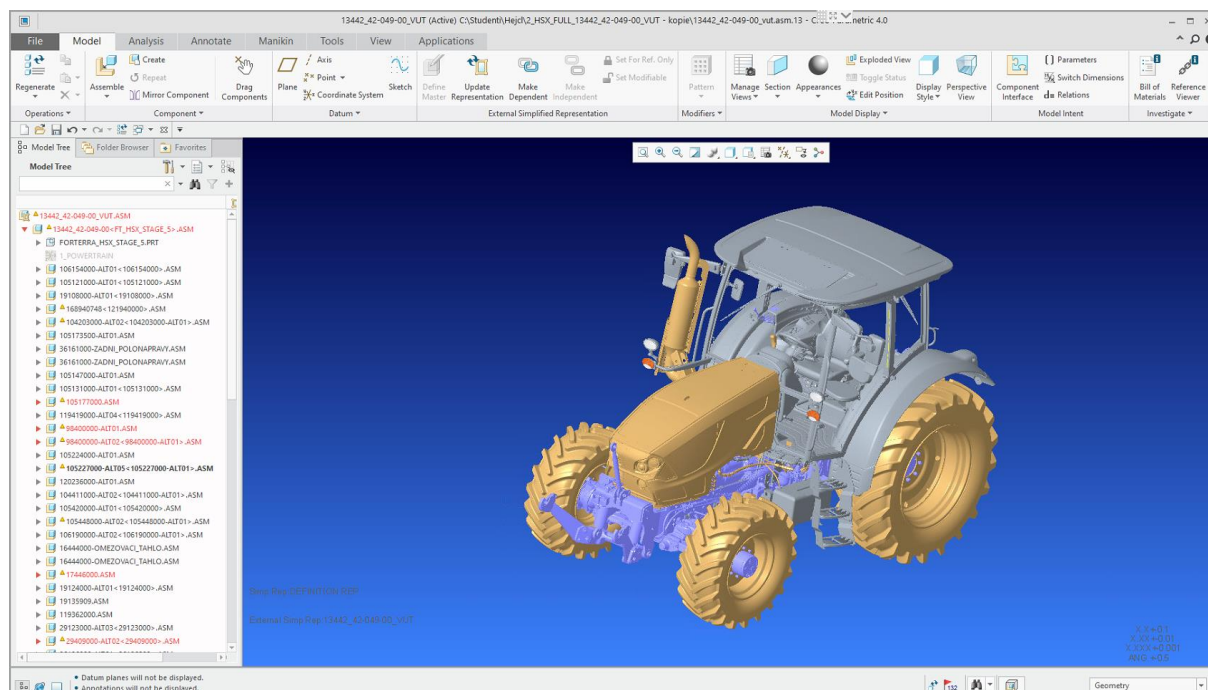


Obr. 22 Multibody model traktoru s neseným žacím strojem

4.1 MODEL TRAKTORU

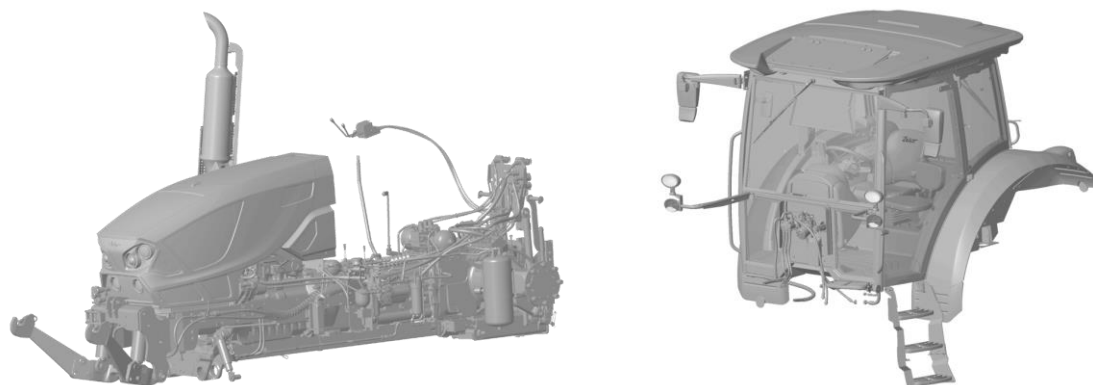
Data traktoru nutná k vypracování diplomové práce byla poskytnuta společností ZETOR TRACTORS a.s. v univerzálním formátu STEP (Standard pro výměnu dat produktu), jež je k vidění v softwaru Creo Parametric na obr. 23. Data byla využita pouze pro účely této práce a nebudou poskytnuta třetím stranám. V rámci dat byla geometrie traktoru Zetor Forterra HSX, který je vybaven jednotkami odpružení kabiny a nezávisle odpruženou přední nápravou. Traktor je bezrámové konstrukce a je vybaven zadním tříbodovým závěsem kategorie 2. Výrobce do tohoto typu nabízí vlastní čtyřválcové 16-ti ventilové motory splňující emisní normu Stage V. Zetor si pro modelovou řadu Forterra vyvíjí i převodovky, kdy do varianty HSX montuje převodovky s 30 rychlostmi vpřed a 30 vzad. Hydraulika je vybavena elektrohydraulickou regulací zadního tříbodového závěsu, který má maximální zvedací sílu 85 kN. K automatické regulaci se využívá systém HitchTronic. Pro jeho spuštění funkce stačí otočit ovladač potenciometru regulace (silová/smíšená/polohová) a nastavit pracovní hloubku. Po nastavení je na základě snímačů

v uchycení spodních táhel změřen půdní odpor, který je použit jako výchozí hodnota pro automatickou regulaci třibodového závěsu. Při změně nastavení či podmínek je půdní odpor změřen znovu a automatická regulace elektricky ovládaným šoupátkem vnitřního okruhu hydrauliky probíhá dle aktuální situace. Traktor na přední nápravě používá pneumatiky 480/70 R24 a na zadní nápravě pneumatiky 600/65 R38, kde první trojčíslí udává šířku pneumatiky v mm, dvojčíslí profilové číslo a R24 nebo R38 velikost disku v palcích.



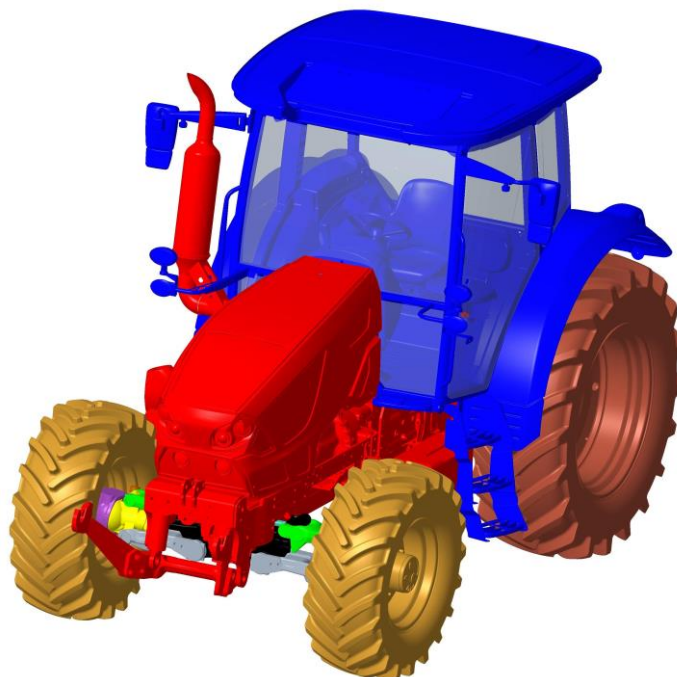
Obr. 23 Sestava traktoru Zetor Forterra HSX v softwaru Creo Parametric

Na základě dodané geometrie bylo určeno 34 klíčových částí traktoru (včetně kol) majících významný vliv na chování traktoru. Jako 1 část se uvažovalo i tělo traktoru (obr. 24 vlevo) nebo kabina (obr. 24 vpravo). Každá z 34 částí byla poté pomocí funkce Mass Properties v kartě Analysis podrobena zjištění hmotnosti, polohy těžiště a momentů setrvačnosti v těžišti s odkazem na souřadnicový systém (CS_VYP) nadefinovaný pro tvorbu multibody modelu. CS_VYP koresponduje se souřadnicovým systémem popsáním v úvodu kapitoly 4, přičemž počátek má ve středu traktoru. S odkazem na tento souřadnicový systém byly určeny také souřadnice umístění vazeb, které následně spojovaly jednotlivé části multibody modelu. Po získání všech zmíněných parametrů byla kvůli exportu modelu traktoru do softwaru Adams View sestava zjednodušena.



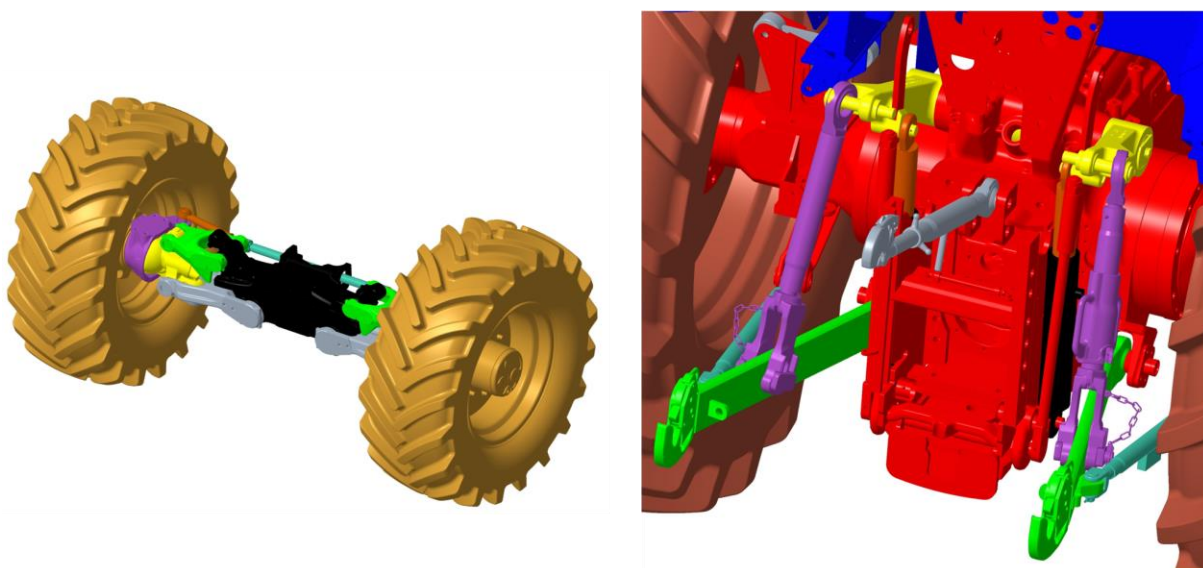
Obr. 24 Detailní reprezentace těla traktoru (vlevo) a kabiny (vpravo)

Zjednodušení (obr. 25) představovalo zejména odstranění detailů, které zatěžovaly výpočetní techniku při práci v Creu Parametric, a ztěžovaly by práci i s multibody modelem. Celkově bylo vytvořeno 54 dílů ve formátu STEP nebo Parasolid, které po exportu do Adams View vytvořily virtuální prototyp traktoru. Vysoký počet dílů byl vytvořen zejména z vizuálního důvodu, aby bylo možné docílit vzhledu odpovídajícímu traktoru Zetor.



Obr. 25 Barevné odlišení nezávislých částí zjednodušené reprezentace traktoru

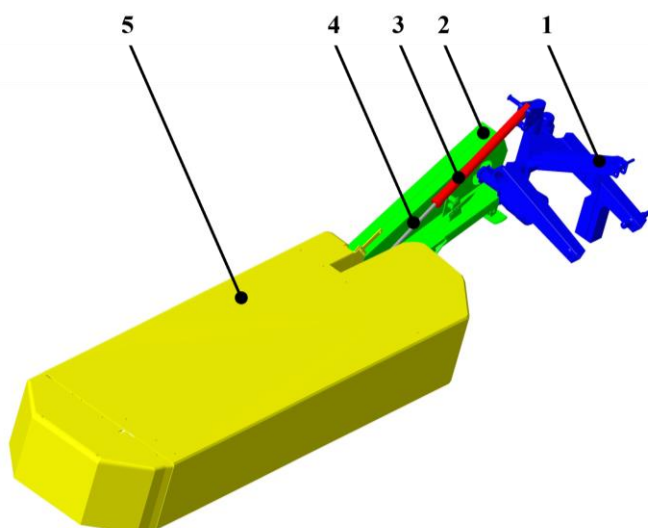
Značná pozornost byla věnována přední nápravě (obr. 26 vlevo) a zadnímu třibodovému závěsu (obr. 26 vpravo), které nebyly zjednodušeny, jak je vidět z obrázků. Tím se cílilo přiblížení se reálnému popisu účinků v jednotlivých partiích, což bylo stěžejní pro simulované stavy.



Obr. 26 Barevné znázornění částí přední nápravy (vlevo) a zadního třibodového závěsu (vpravo)

4.2 MODEL NESENÉHO DISKOVÉHO ŽACÍHO STROJE

Pro účely práce bylo nutné do multibody modelu implementovat kromě traktoru i nesený žací stroj. Prvotní snahou bylo získat parametry i geometrii přímo od jednoho z výrobců daných zařízení. Bohužel, to se i přes značnou snahu nepodařilo, a proto padla volba na vytvoření vlastního modelu v prostředí Creo Parametric založeného na změřených rozměrech a hmotnostech fyzického žacího stroje Pöttinger Novadisc 350, který představuje moderní nesený žací stroj se stranovým uchycením lišty o délce 3,46 m. Daný typ poskytuje kinematika zdvihu, která při otáčení na souvrati nevyžaduje použití zvedacího ústrojí z důvodu jednoduchého zvedání pomocí jednočinné jednotky. K navržení podobné kinematiky bylo zapotřebí alespoň 5 nezávislých částí, viz obr. 27, které byly v multibody modelu spojeny pomocí vazeb na předem definovaných pozicích. Z důvodu vizuálního vzhledu bylo vytvořeno 6 STEP souborů, aby se zachoval typický vzhled Pöttingeru v prostředí Adams View. Všech 5 částí mělo definované hmotnosti na základě změřených hodnot. Parametry tenzoru setrvačnosti a souřadnice těžiště byly následně dopočítány softwarově s ohledem na CS_VYP, viz tab. 6.



Obr. 27 Barevné rozdělení pěti nezávislých částí neseného žacího stroje

Tab. 6 Hmotnostní charakteristiky a těžiště jednotlivých částí

	1	2	3	4	5
m [kg]	150	105	18	9	478
x_T [mm]	-1611,3	-2053,9	-1886,9	-1894,4	-1722,6
y_T [mm]	-14	-577,7	-409,9	-1044,9	-2695,4
z_T [mm]	-16,9	-419,6	192,2	-209,8	-592
I_{xx} [kg·mm ²]	$1,389 \cdot 10^7$	$2,119 \cdot 10^7$	$9,001 \cdot 10^5$	$1,151 \cdot 10^5$	$6,587 \cdot 10^8$
I_{yy} [kg·mm ²]	$1,538 \cdot 10^7$	$4,016 \cdot 10^6$	$2,632 \cdot 10^5$	$3,306 \cdot 10^4$	$6,538 \cdot 10^7$
I_{zz} [kg·mm ²]	$2,086 \cdot 10^7$	$1,972 \cdot 10^7$	$6,478 \cdot 10^5$	$8,538 \cdot 10^4$	$6,610 \cdot 10^8$
I_{xy} [kg·mm ²]	$5,034 \cdot 10^6$	$3,450 \cdot 10^5$	$-3,579 \cdot 10^3$	$-4,248 \cdot 10^2$	$9,272 \cdot 10^6$
I_{xz} [kg·mm ²]	$4,249 \cdot 10^6$	$1,989 \cdot 10^5$	$-2,260 \cdot 10^3$	$-2,683 \cdot 10^2$	$5,625 \cdot 10^6$
I_{yz} [kg·mm ²]	$-2,654 \cdot 10^6$	$-5,279 \cdot 10^6$	$-4,045 \cdot 10^5$	$-4,803 \cdot 10^4$	$2,265 \cdot 10^7$

Kde m je hmotnost jednotlivých částí v kg, x_T , y_T a z_T souřadnice těžiště v mm, I_{xx} , I_{yy} a I_{zz} momenty setrvačnosti vzhledem k souřadnicovým osám x, y, z v $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$ a I_{xy} , I_{xz} a I_{yz} deviační momenty v $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$.

4.3 POPIS MULTIBODY MODELU

U samotného multibody modelu je důležité si uvést metodiku, se kterou byl vytvářen. Proto je tato podkapitola věnována popisu virtuálního prototypu traktoru, jenž se skládá z 40 částí:

- Tělo traktoru jako tuhé těleso
- Kabina traktoru jako tuhé těleso
- Panharské tyče jako 2 tuhá tělesa
- Horní táhlo zadního třibodového závěsu jako tuhé těleso
- Ramena zadního třibodového závěsu jako tuhé těleso
- Spodní táhla zadního třibodového závěsu jako 2 tuhá tělesa
- Omezovací táhla zadního třibodového závěsu jako 2 tuhá tělesa
- Zvedací táhla zadního třibodového závěsu jako 2 tuhá tělesa
- Hydraulické válce zadního třibodového závěsu tvořená jako 4 tuhá tělesa
- Tělo nápravy jako tuhé těleso
- Horní ramena přední nápravy jako 2 tuhá tělesa
- Píst hydrauliky jako tuhé těleso
- Tyč spojující píst hydrauliky a ramena zadního třibodového závěsu jako tuhé těleso
- Spodní ramena přední nápravy jako 2 tuhá tělesa
- Těhlice přední nápravy jako 2 tuhá tělesa
- Náboje přední nápravy jako 2 tuhá tělesa
- Hřebenová tyč řízení jako tuhé těleso
- Tyče řízení přední nápravy jako 2 tuhá tělesa
- Čtyři kola s využitím modelu pneumatik PAC2002
- Přední závaží traktoru jako tuhé těleso
- Konstrukce rámu neseného žacího stroje jako tuhé těleso
- Hydraulický válec neseného žacího stroje jako 2 tuhá tělesa
- Konstrukce krytu řemenice a ramene žacího stroje jako tuhé těleso
- Konstrukce žací lišty a jejího krytu jako tuhé těleso

4.3.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Přední nápravě multibody modelu byla díky přesnému převzetí z CAD modelu zachována geometrie zavěšení skutečného traktoru. Díky tomu se dá tvrdit, že model má záklon, odklon, poloměr rejdů a příklon rejdové osy odpovídající skutečnému modelu. Sbíhavost předních kol byla upravena na základě údajů v dílenské příručce k danému typu traktoru. Sestavení přední nápravy v multibody softwaru předcházelo vhodné zvolení ideálních vazeb a silových účinků, které vzájemně spojují dokonale tuhá tělesa. Vlivem neznalosti charakteristiky používaných hydraulických akumulátorů bylo rozhodnuto, že hydropneumatické odpružení bude nahrazeno pomocí silových prvků typu Spring-Damper. Jelikož se pracovní rychlost traktoru při práci s žacím strojem pohybuje mezi 10 až 12 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ a k práci byla poskytnuta data z technického experimentu na traktoru stejného typu při rychlosti 12 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$, byly parametry Spring-Damperu laděny tak, aby odpovídaly při této rychlosti hydropneumatickému odpružení. Podrobněji popsání metodika stanovování parametrů je v podkapitole 4.4. V rámci přední nápravy byl také vytvořen částečný mechanismus řízení. Ten se skládal ze spojovací

tyče, na kterou mohl být aplikován translační pohyb, jenž se pomocí táhel přenášel až ke kolům.

4.3.2 MODEL PNEUMATIK

Součástí multibody modelu traktoru je také model pneumatik, jenž reprezentuje přenos silových účinků mezi vozovkou a pneumatikou. Jeho realistický popis hraje zásadní roli při studiích jízdní dynamiky. Virtuální prototyp používal model PAC2002, který nemá vysoké výpočtové nároky a přesně charakterizuje pneumatiky, díky čemuž je v současnosti hojně využíván k simulacím dynamiky vozidel. Model, označovaný též jako „Magic Formula“, nemá fyzikální základy sestavování rovnic. Přesto charakterizuje vlastnosti pneumatik v širokém pásmu vlivem podrobného popsání silových charakteristik, na jejichž základě dochází k dopočítání silových účinků v kontaktu kola s vozovkou (podélná síla, boční síla a vratný moment). Vstupními parametry modelu jsou podélný skluz pneumatiky, úhel směrové úchytky, normálové zatížení pneumatiky a odklon kola vůči vozovce. V případě kombinovaného zatížení je boční síla snížena v závislosti na podélném skluzu a podélná síla snížena v závislosti na úhlu směrové úchytky. Limitem modelu PAC2002 je simulace jízdy vozidla při rychlostech nižších než $1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Daná nevýhoda je způsobena otáčkami pneumatik, které jsou ve jmenovateli vzorce pro výpočet podélného skluzu pneumatik. Jako další omezení by se dalo také uvést, že model popisuje pneumatiky správně zejména na vozovkách s frekvencí nerovností nižší než 8 Hz a přejíždění překážek s poloměrem větším, než má samotná pneumatika [29].

Jako vzor modelu traktorových pneumatik byl použit model pneumatik `pac2002_315_80R22_5`, který je zapsaný v textovém souboru ve formátu `.tir`. Pneumatika `315/80 R22,5`, kde první trojčíslí udává šířku pneumatiky v mm, dvojčíslí tzv. profilové číslo a `R22,5` velikost disku v palcích, je primárně určena pro nákladní vozidla a autobusy, nicméně bylo rozhodnuto, že z nabízených alternativ se jeví jako nejpříhodnější varianta. Traktor využitý v simulacích má přední pneumatiky `380/70 R24` a zadní pneumatiky `600/65 R38`, přičemž byly tyto parametry zahrnuty do modelu pneumatik. Další zpřesnění bylo umožněno díky poskytnutým údajům deformačních charakteristik a měření tlumení pneumatik při různých rychlostech. Poskytnuté informace byly dodány výrobcem pneumatik a pocházejí z měření na zkušebním zařízení, kde byly dané charakteristiky sledovány při různých nahuštěních pneumatik. Do modelu byly zvoleny parametry pro tlak 160 kPa . Pro tuhosti pneumatik je možné zmínit, že má progresivní charakter, přičemž tato nelinearita byla uvažována v modelu pneumatik. Tlumení pneumatik má také nelineární charakteristiku, přičemž v rozmezí rychlostí 0 až $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ dochází k dramatickému poklesu o zhruba 80% a dochází ke stabilizaci na dané hodnotě až do $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Z důvodu vizuální stránky byla jak pneumatikám, tak ráfkům přiřazena geometrie odpovídající danému typu traktoru.

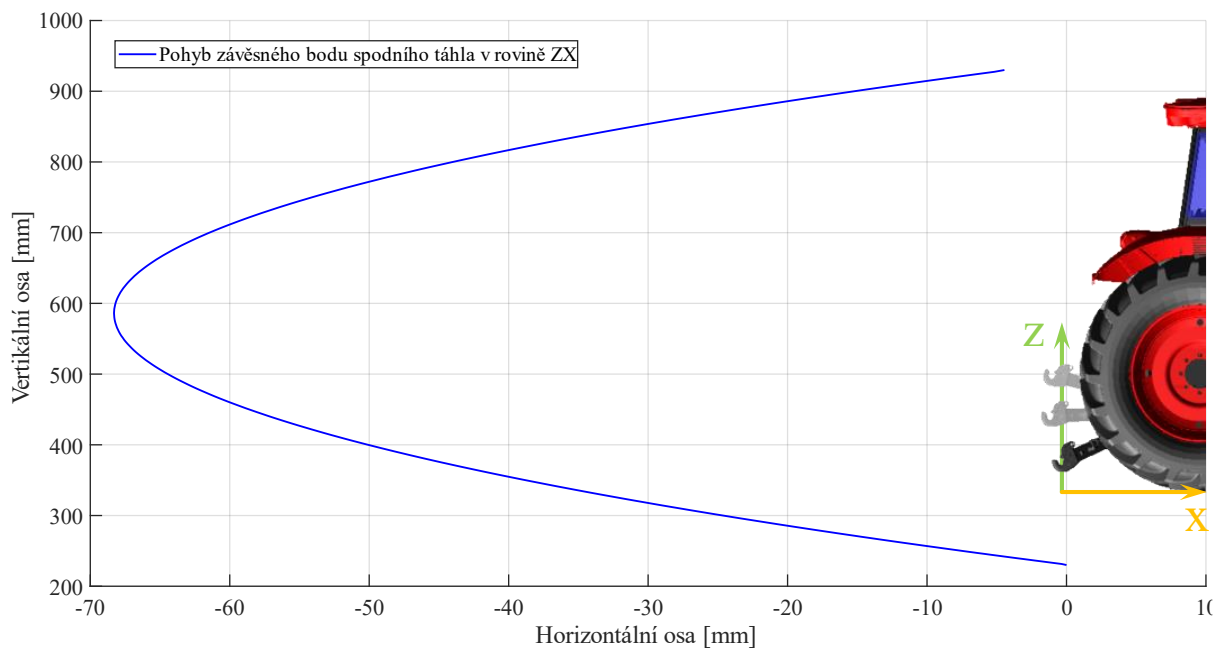
4.3.3 ZADNÍ TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Části tříbodového závěsu byly spojeny ideálními kinematickými vazbami. Jelikož vazby mohou výrazně ovlivnit chování celého mechanismu, byly zvoleny tak, aby odpovídaly skutečnému pohybu jednotlivých částí. U některých traktorů se nastavuje výška tříbodového závěsu skrze procenta zdvihu, proto byla vytvořena tabulka (tab. 7), v níž je shrnuta závislost mezi procenty zvednutí a výškou závěsného bodu spodních táhel. Stanovení minimální a maximální výšky závěsného bodu bylo dle normy ISO 730:2009.

Tab. 7 Souvislost mezi zvednutím zadního třibodového závěsu v procentech a výšky závěsného bodu

Zvednutí zadního třibodového závěsu [%]	Výška závěsného bodu spodních táhel [mm]
0	230
10	300
20	370
30	440
40	510
50	580
60	650
70	720
80	790
90	860
100	930

Na základě zmíněné normy byl vykreslen (obr. 28) pohyb závěsného bodu spodních táhel v celém rozsahu pohybu. Souřadný systém pro dané vykreslení je také znázorněn v obrázku. Rovina X je totožná s vozovkou a rovina Z prochází závěsným bodem při výšce 230 mm.



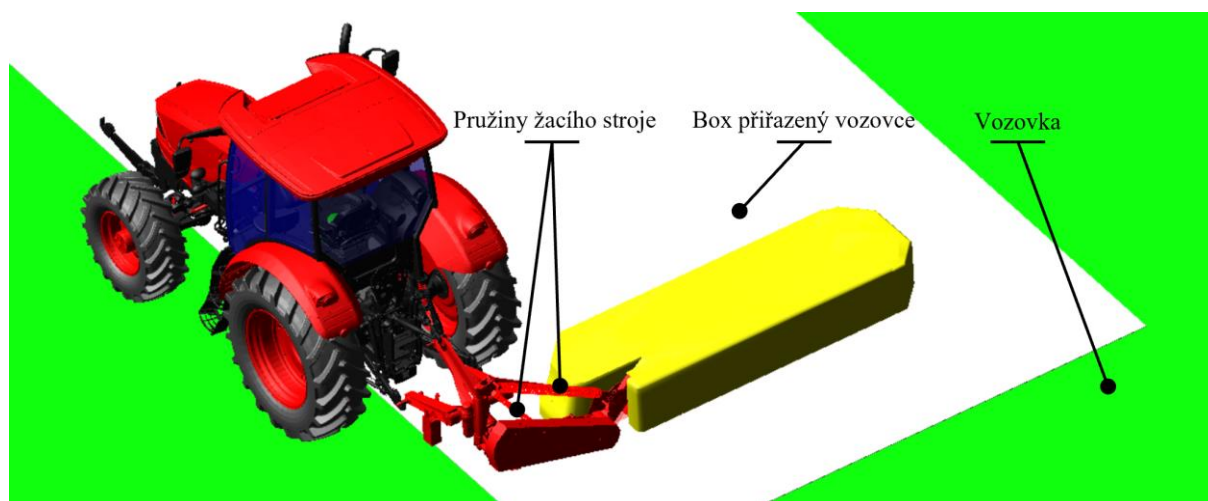
Obr. 28 Pohyb závěsného bodu spodního táhla zadního třibodového závěsu v rovině ZX

4.3.4 ULOŽENÍ KABINY

Kabina je v přední části uložena na dvou radiálních silentblocích, proto byly v multibody modelu na stejných místech také implementovány pomocí funkce Bushing. V zadní části je kabina omezena dvěma panharskými tyčemi, které byly k tělu traktoru i ke kabině uchyceny funkcí Bushing, přičemž byly nastaveny minimální rotační tuhosti a dostatečně velké translační tuhosti, aby byla zachována povaha pryžového pouzdra. Dále je v zadní části pomocí funkce Spring-damper simulována jednotka odpružení, ke které byly dodány její parametry (tuhost, tlumení, délka a předpětí). Kabina je také na obou stranách jištěna proti přílišnému náklonu a zdvihu/poklesu pomocí vymezeného prostoru, v němž se může pohybovat vodící váleček umístěný na držáku kabiny. Tento efekt byl do modelu aplikován pomocí funkce Contact mezi dvěma tuhými tělesy. Parametry funkce Contact byly nastaveny tak, aby odpovídaly dvojici ocel-ocel.

4.3.5 NESENÝ ŽACÍ STROJ

Nesenému žacímu stroji byla věnována velká pozornost, protože byl klíčovou součástí multibody modelu. Bohužel jeho detailnost nemohla být tak vysoká jako u samotného traktoru, ke kterému bylo dodáno mnoho podkladů. Na základě možnosti změření reálného žacího stroje byla modelu vytvořena podobná kinematika zdvihu. Odhadnuty byly i tuhosti dvou pružin, které slouží k odlehčení zaručující nízký a konstantní přítlak žací lišty po celém záběru na podložku. Konstantního přítlaku v celém záběru bylo docíleno. Žací stroj byl k traktoru připojen pomocí 2 sférických vazeb a silentbloku funkce Bushing. Použitý silentblok má vysokou translační tuhost v osách x a z. Rotační tuhosti ve všech osách a translační tuhost v ose y je minimální. K implementaci silentbloku na pravé spodní táhlo vedl fakt, že mechanismus ve skutečnosti obsahuje vůle, které při změně výšky tříbodového závěsu umožňují změnu vzdálenosti mezi závěsnými body spodních táhel. K dosažení reálnosti byl vytvořen kontakt mezi plazy žacího stroje a vozovkou, přičemž bylo uvažováno i přiměřené dynamické tření 0,3. Styk plazů žacího stroje nebyl přímo s „adamsovskou“ vozovkou (.rdf), ale s vytvořeným boxem, který byl k vozovce přiřazen, což je vidět obr. 29.



Obr. 29 Upřesnění náležitostí multibody modelu neseného žacího stroje

4.4 LADĚNÍ A VALIDACE MODELU

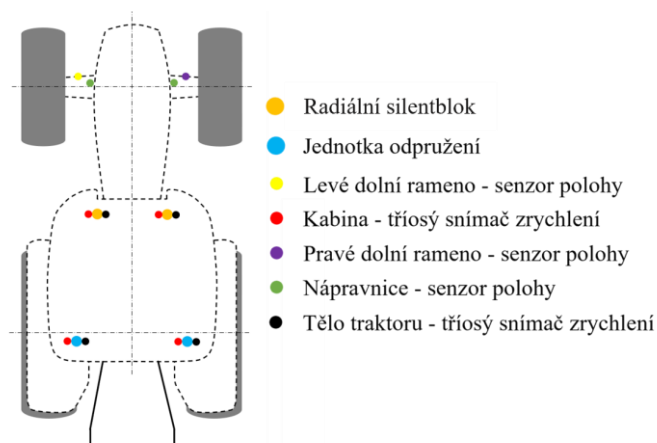
Důležitou fází bylo ověření vytvořeného modelu z pohledu směrodatnosti poskytovaných výsledků. Snahou při vytváření modelu bylo, aby co nejjednodušší model co nejpřesněji odpovídal skutečnému systému. Validací se potom ověřilo, zda vytvořený virtuální prototyp traktoru prokazuje uspokojivou míru shody se skutečným traktorem v souladu se zamýšleným použitím modelu.

Validace probíhala iterační metodou stanovování parametrů na obr. 30. Jednalo se o parametry pneumatik, jednotek odpružení přední nápravy, radiálních silentbloků kabiny a jednotek odpružení kabiny. Jednotky odpružení kabiny jako jediné zůstaly beze změny ve všech iteracích, protože její parametry byly přesně známy. Původní hodnoty ostatních parametrů byly stanoveny buď z informací od výrobce (pneumatiky) nebo na základě dostupných zdrojů týkajících se traktorů. Nalezení optimálních hodnot, potažmo i celé validace bylo umožněno díky datům z technického experimentu přejezdu traktoru stejného typu přes překážky. Nutno zdůraznit, že technický experiment nebyl prováděn v rámci této práce, ale byl poskytnut vedoucím diplomové práce. Nejnáročnějším prvkem ladění byly jednotky odpružení přední nápravy, protože k nim nebyly dodány žádné parametry, a proto jejich stanovení vzešlo pouze z porovnání se skutečným traktorem.



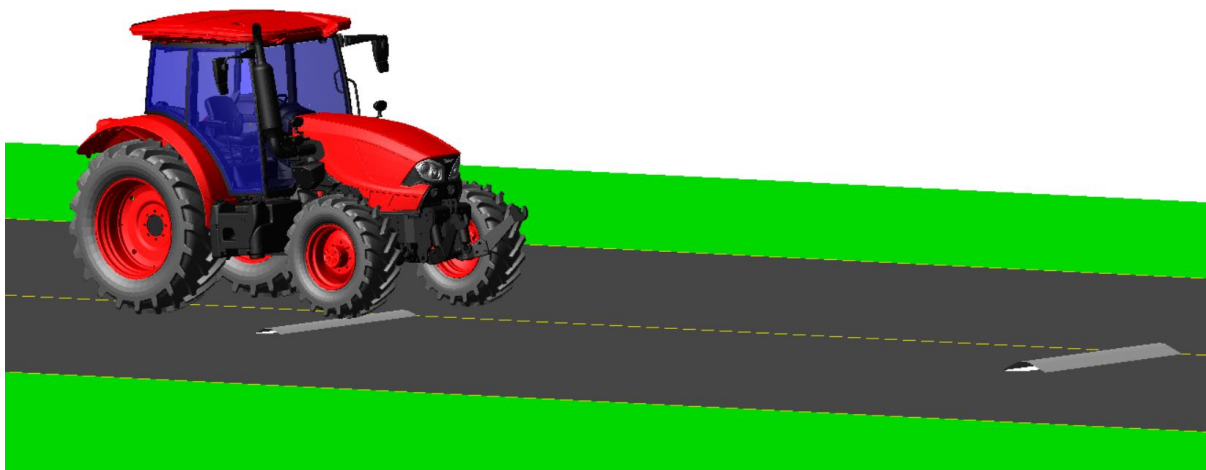
Obr. 30 Znáznornění laděných parametrů traktoru

Při technickém experimentu byl traktor osazen 8 tříosými snímači zrychlení na těle a kabině traktoru a 4 snímači polohy tělesa nápravy a spodních ramen přední nápravy. Rozmístění snímačů je schematicky zobrazeno na obr. 31. Překážky použité při měření byly dvojího typu. Prvně přeježděná překážka disponovala výškou 50 mm a druhá 100 mm. Traktor je přeježděl pouze pravými koly, přičemž překážky byly od sebe vzdáleny 10 m. Poskytnutá měření probíhaly při jízdě konstantní rychlostí 6 a 12 km·h⁻¹, kdy při nižší rychlosti byly hydraulické tlumicí jednotky přední nápravy vypnuty.



Obr. 31 Schematické rozmístění snímačů na traktoru během měření

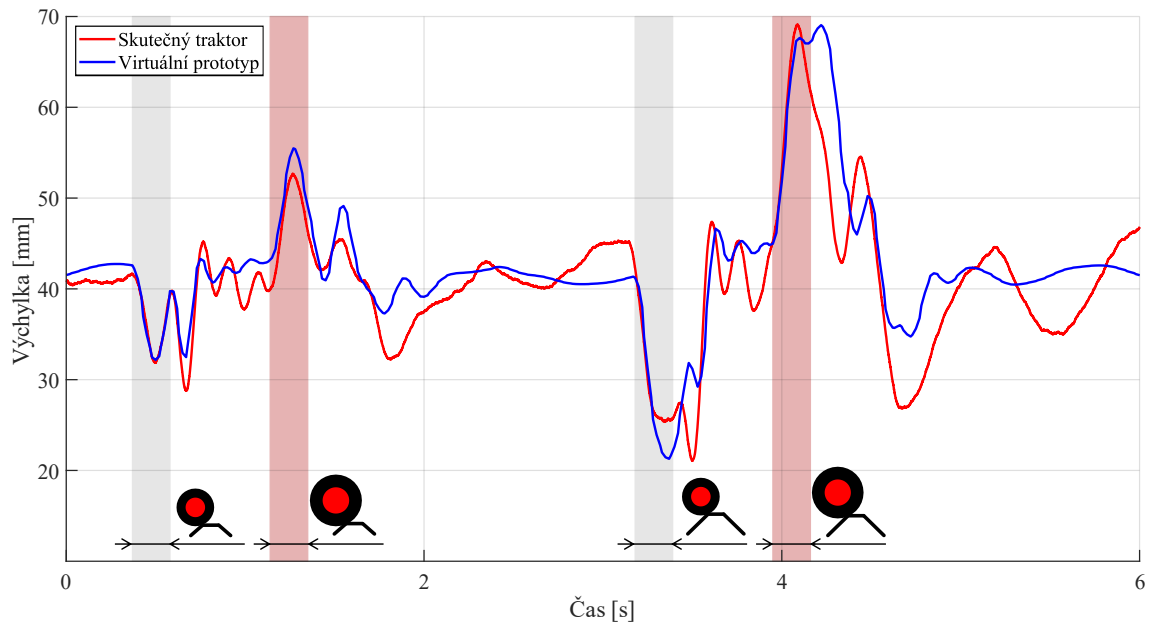
Do multibody modelu tedy musely být implementovány obě překážky a deaktivován nesený žací stroj. Jelikož model používá model testovací vozovky, bylo do ní nutné definovat překážky pomocí přesné syntaxe. Pomocí vhodných úprav (vložením 4 ramp geometrií) se docílilo požadovaného geometrického tvaru překážek, viz obr. 32. Geometrie ramp překážky má přitom 3 vstupní parametry, a to délku, výšku a sklon. Po vytvoření modelu vozovky se následně testovaly různé parametry výše zmíněných prvků traktoru tak, aby „odpovídaly“ výsledkům experimentu. Při rychlosti $6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ bylo snahou odladit parametry pneumatik a uložení kabiny, z důvodu deaktivace hydraulických tlumících jednotek přední nápravy a při rychlosti $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ bylo poté snahou zvolit vhodné parametry předního odpružení. Díky ladění parametrů traktoru při rozdílných rychlostech by se dalo tvrdit, že model je univerzálnější pro širší spektrum rychlostí, čehož bylo využito i v následných simulacích.



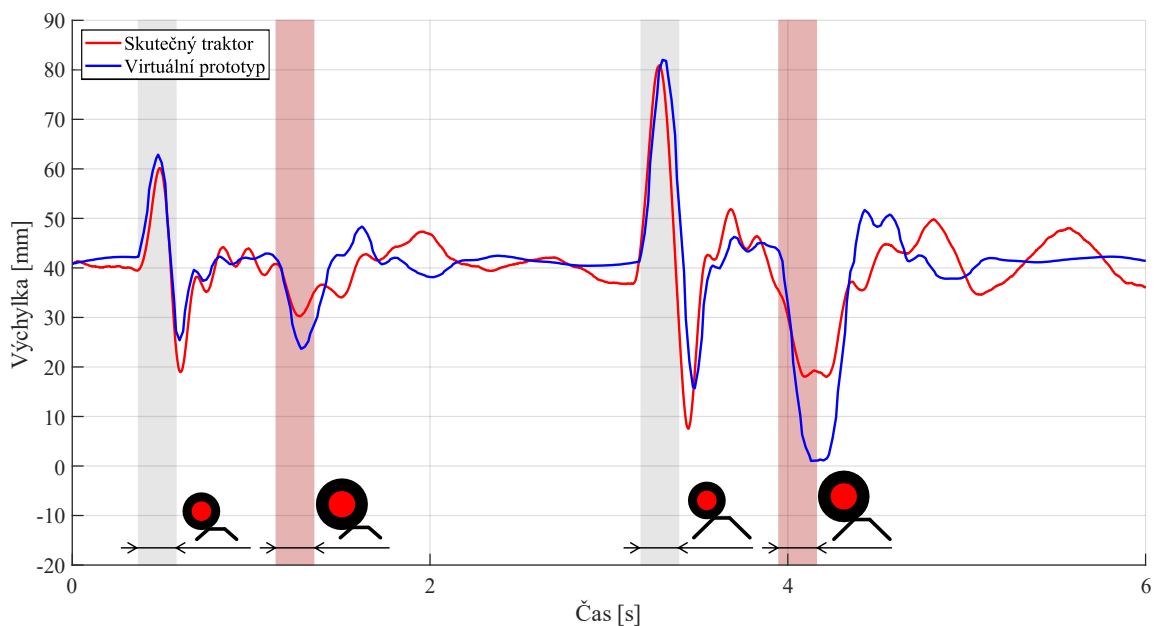
Obr. 32 Testovací dráha pro porovnání výsledků získaných měřením

Obr. 33 až obr. 39 ukazují vybraná porovnání v grafické formě. Na validaci bylo hleděno jako na jednu z nejdůležitějších částí práce, protože bez ní by model neposkytoval uspokojivé výsledky, tudíž by neměl „žádný“ reálný přínos. Pro grafické porovnání byla vybrána místa, jež jsou považována jako důležitá z hlediska následně prováděných simulací. Za klíčové bylo rozhodnuto odladění přední nápravy a těla traktoru, protože přední náprava významně ovlivňuje dynamiku jízdy a k tělu traktoru je skrze táhla a ramena zadního tříbodového závěsu

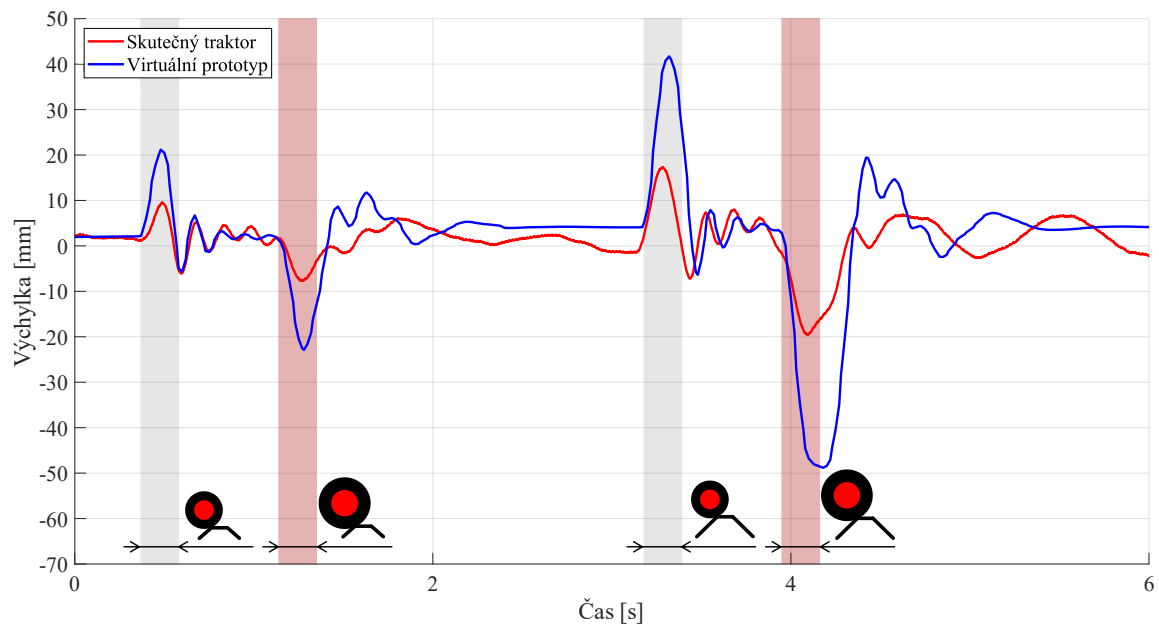
připojen žací stroj. Neznamená to však, že na odladění parametrů uložení kabiny nebyl brán zřetel, opak je pravdou, protože bylo vypořádováno, že parametry uložení kabiny (uložení panhardských tyčí a radiální silentbloky) ovlivňují chování těla traktoru. V případě zrychlení jsou klíčové hodnoty ve svislé ose z, jelikož jsou násobně větší než zrychlení v osách x a y. U všech obrázků (obr. 33 až obr. 39) jsou vyznačené časové úseky, kdy kola na pravé straně traktoru přejížděly přes překážky (nejdříve přední, poté zadní). Časové úseky jsou určeny pomocí simulací virtuálního prototypu. Jelikož bylo snahou spárovat výsledky z měření na skutečném traktoru s výsledky virtuálního prototypu, dá se tvrdit, že dané úseky odpovídají i technickým experimentům.



Obr. 33 Pohyb levého spodního ramene přední nápravy

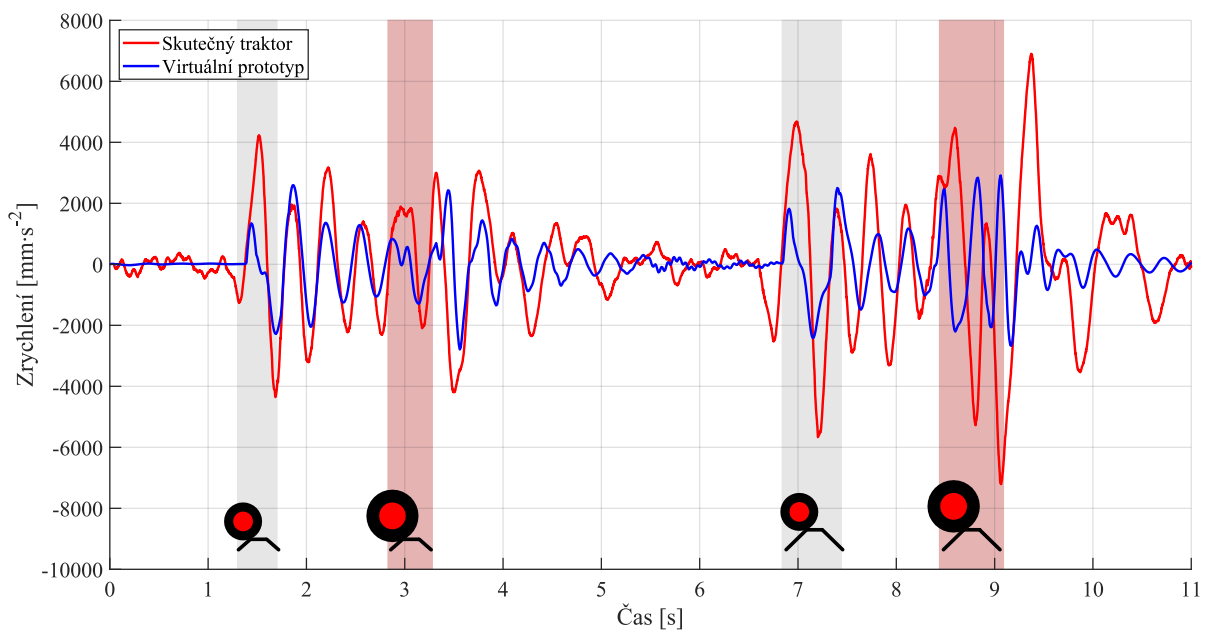


Obr. 34 Pohyb pravého spodního ramene přední nápravy

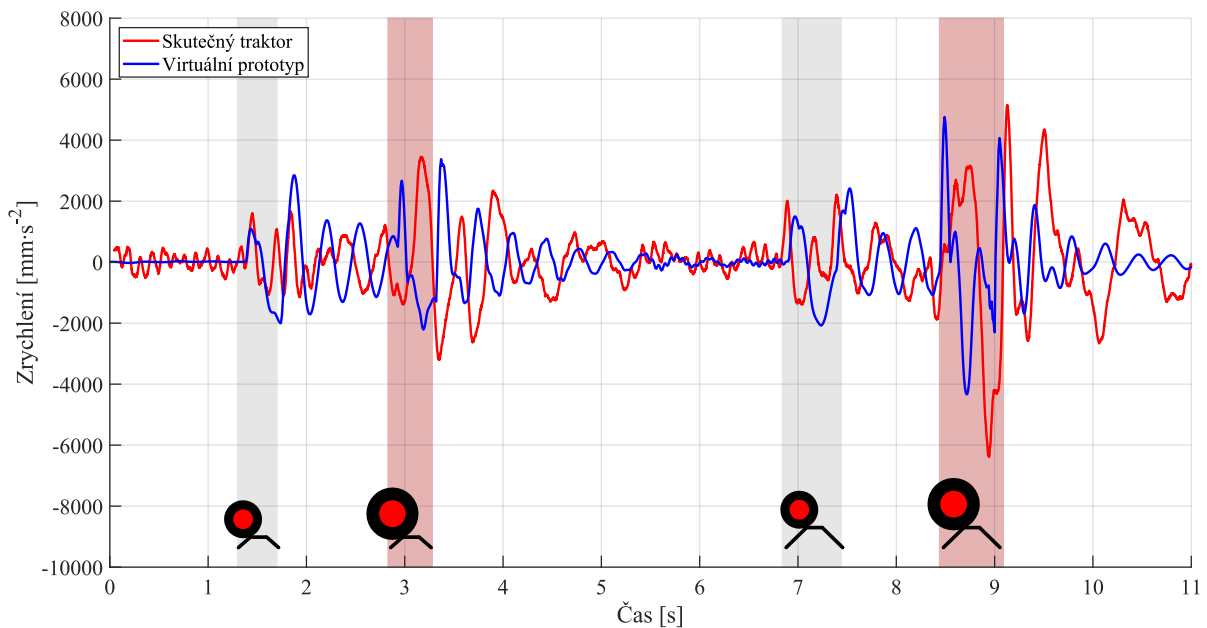


Obr. 35 Vychýlení tělesa nápravy (nápravnice) přední nápravy

Jak je viditelné z příložených grafů (obr. 33 až obr. 35), pohyb spodních ramen přední nápravy se podařil vyladit pro rychlost $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ v podstatě dokonale, což je pozitivní pro další využití modelu, zejména při manévrech. Výkyv tělesa nápravy virtuálního traktoru se mírně liší od skutečného traktoru, podobnost pohybu je přesto více než zřetelná. Rozdíl je způsoben určitě mnoha faktory, za největší je považováno použití ideální rotační vazby v uchycení mezi konzolí a tělesem nápravy. Ve skutečnosti je zde použit středový čep, který i přes opatření vedoucí k minimalizaci tření (mazání) stále klade jistý odpor výkyvu (rotaci) tělesa nápravy, což z porovnání vychází jako možný faktor rozdílu.

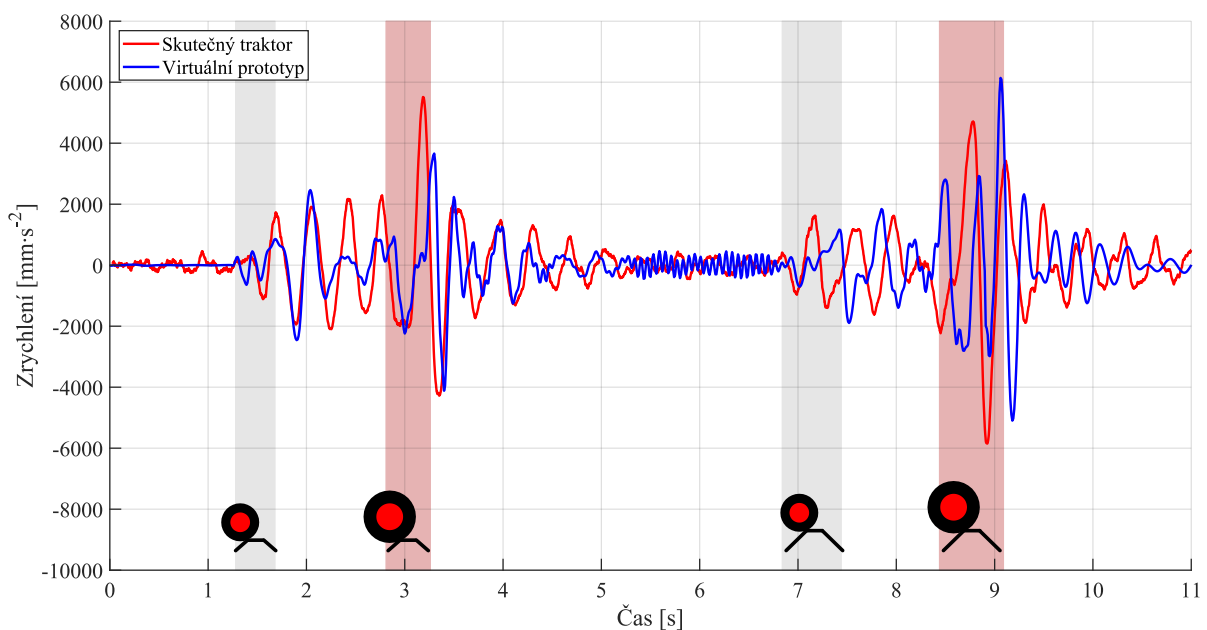


Obr. 36 Zrychlení těla traktoru v ose z u předního levého uchycení kabiny

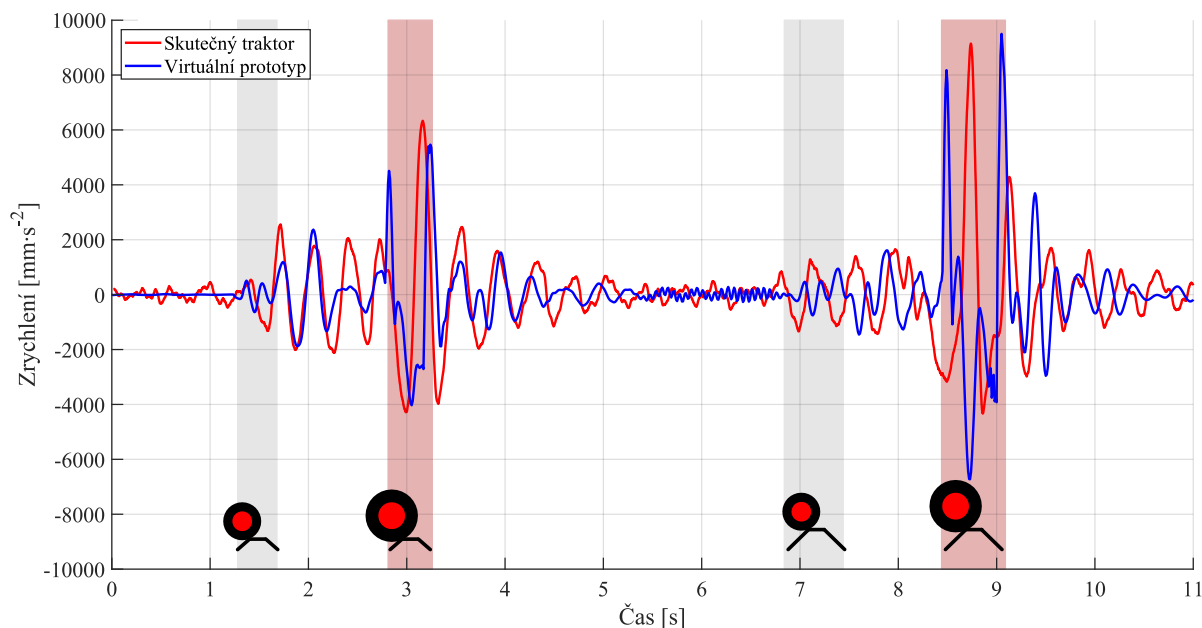


Obr. 37 Zrychlení těla traktoru v ose z u předního pravého uchycení kabiny

Z grafů na obr. 36 až obr. 39 je zřejmé, že virtuální model poměrně přesně simuluje stavy zrychlení, jež nastaly na skutečném traktoru při jízdě testovanou vozovkou. Z porovnání je patrné, že model lépe simuluje přejezd menší překážky, nicméně i při přejezdu větší překážky je viditelná shoda. Za největší faktor rozdílu u přejezdu větší překážkou jsou bezpochyby považovány modely pneumatik. Při přejezdu nerovnosti jsou totiž pneumatiky stěžejním vstupním parametrem, který má vliv na další účinky působící na tělo traktoru. Zde lze vypíchnout i to, že tvar modelu pneumatik nezohledňuje šípový vzor, což se může do výsledků neblaze propsat.



Obr. 38 Zrychlení těla traktoru v ose z u zadního levého uchycení kabiny

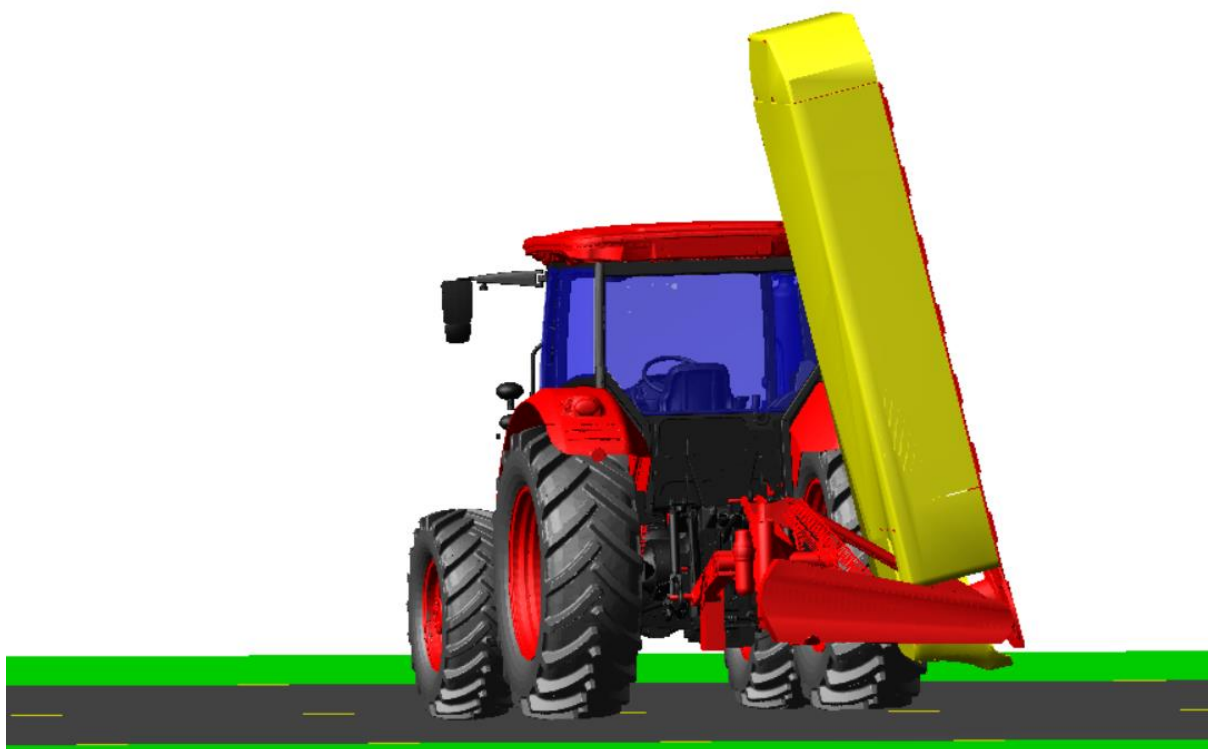


Obr. 39 Zrychlení těla traktoru v ose z u zadního pravého uchycení kabiny

Na základě porovnání výsledků simulací po vyladění a technických experimentů bylo ověřeno, že multibody model je sestaven správně. Hodnoty výchylky a zrychlení ve všech osách jsou řádově i časově silně korelované, a proto je model považován za více než dostatečný. Do úvahy je totiž nutné brát, že model podstoupil zjednodušení, a to jak v popisu pneumatik, které neodpovídají traktorovým pneumatikám, tak v popisu samotných částí modelu. I přes vysokou podrobnost poskytnuté sestavy traktoru v softwaru Creo Parametric nebylo možné vyčíslit hmotnostní charakteristiky a polohu těžišť zcela přesně u všech částí, protože některé součásti od dodavatelů podléhaly simplifikaci. Další neznámou bylo množství paliva v nádrži, které mohlo hrát při měření dynamických vlastností významnou roli.

5 JÍZDA S ŽACÍM STROJEM V TRANSPORTNÍ POLOZE

Pro přepravu je žací stroj sklopen o 102° pomocí jednočinného hydraulického válce, což je vidět na obr. 40. Zdvihací ústrojí traktoru není nutné při přepravě používat, spíše naopak je přímo žádoucí, aby byla vnitřní hydraulika traktoru v době provozu neaktivní, protože jakýkoliv pohyb může vést ke značné změně chování soupravy. Traktory proto umožňují blokadu pohybu ramen zvedacího ústrojí. Žací lišta je ve sklopené poloze mechanicky zablokována, což bylo uvažováno i v modelu čili nemohlo dojít k jejímu pohybu. Pro potřeby simulace bylo také vytvořeno v softwaru Creo Parametric závaží odpovídající 600 kg, které se k traktoru připojuje skrze přední tříbodový závěs. Hmotnost závaží byla zvolena na základě běžně nabízených variant, které jsou zpravidla 600, 900 a 1200 kg.



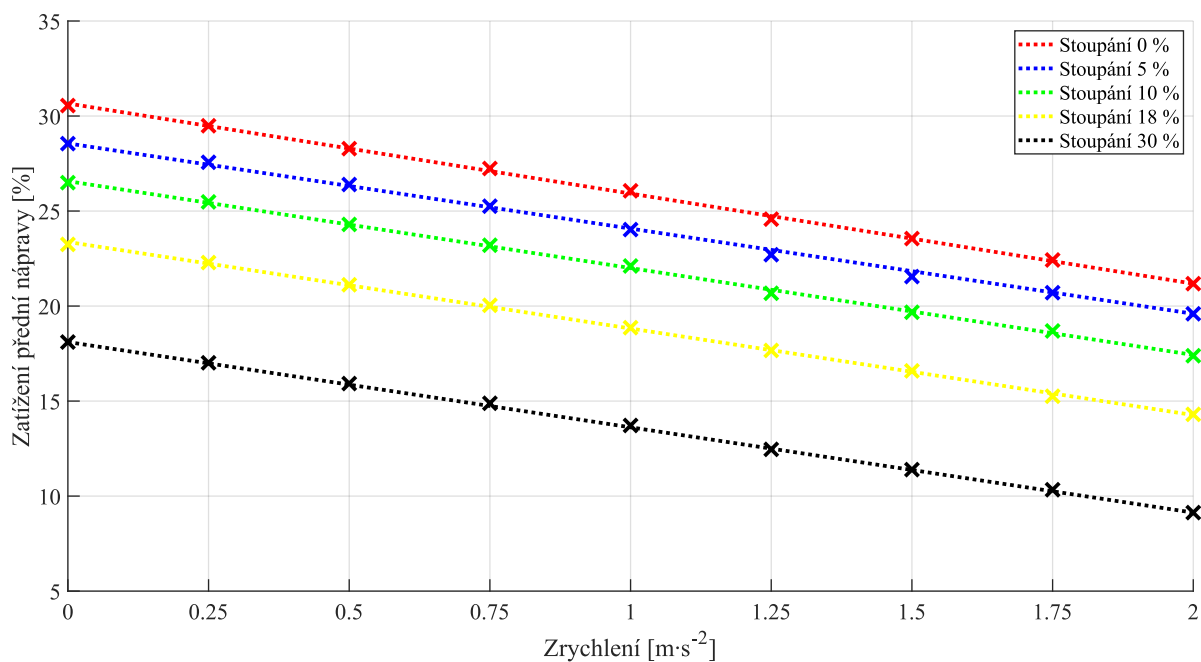
Obr. 40 Žací stroj v transportní poloze

5.1 JÍZDA V KOPCI

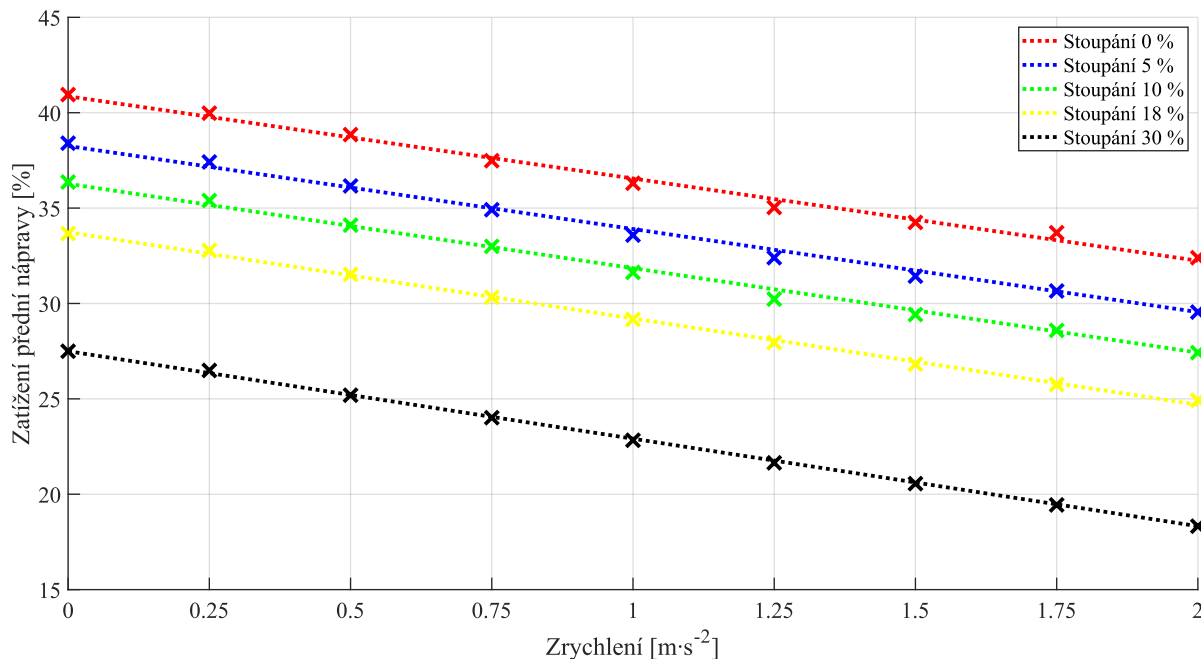
Při simulacích bylo snahou zachovat autenticitu reálného provozu soupravy. Jelikož louky často leží v kopcovitých oblastech, traktory musí zvládat vysoké stoupání vozovky. Situaci velmi často komplikuje fakt, že traktor nejede v kopcovitých oblastech konstantní rychlostí, ale akceleruje, což vede k významnému přesunu hmotnosti směrem na zadní kola, čímž dojde k odlehčení předních kol. Obecným doporučením je zajištění alespoň 20 % celkové hmotnosti traktoru, jež má být přenášena přední nápravou. Takovéto zatížení zaručuje dostatečnou odezvu řízení a ovládání. Jelikož přední náprava je uchycena ke konzoli pomocí rotační vazby, jsou zatížení na jednotlivých kolech na podložce s nulovým náklonem shodná. Provozní hmotnost virtuálního traktoru odpovídá 5622 kg. V rámci simulací byl porovnáván i stav s implementovaným předním závažím v předním tříbodovém závěsu, které je zmiňované výše. Ve zkoumaných situacích traktor neakceleroval z nulové rychlosti, ale z ustálené rychlosti $4,75 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Výstupem simulací je zatížení, působící na přední nápravu traktoru ve svislém směru k vozovce. Ze získaných zatížení byl poté pomocí hmotnosti soupravy spočítán procentuální podíl připadající na přední nápravu. K hmotnosti traktoru se připočítaly hmotnosti neseného žacího stroje (735 kg) a závaží (600 kg) v případě jeho implementace. Model pneumatik není pro aplikace na traktoru zcela ideální, protože nerespektuje specifické charakteristiky, které traktorové pneumatiky mají. Po zvážení bylo nicméně přijato stanovisko, že k simulacím sil ve svislém směru je model pneumatik dostačující, protože jsou simulovány malé rychlosti a modelu byly na základě dodaných podkladů upraveny tuhosti, které by měly hrát zásadní roli. Svislá síla působí v kolmém směru k povrchu vozovky a představuje sumu sil částí celkové váhy připadající na určité kolo a součet sil, které mohou působit při jízdě vozidla. Při jízdě se hodnota svislé síly z důvodu nerovností vozovky, stoupání nebo akcelerace neustále mění, nicméně pro lepší představu byla vytvořena pro simulace vozovka bez nerovností.

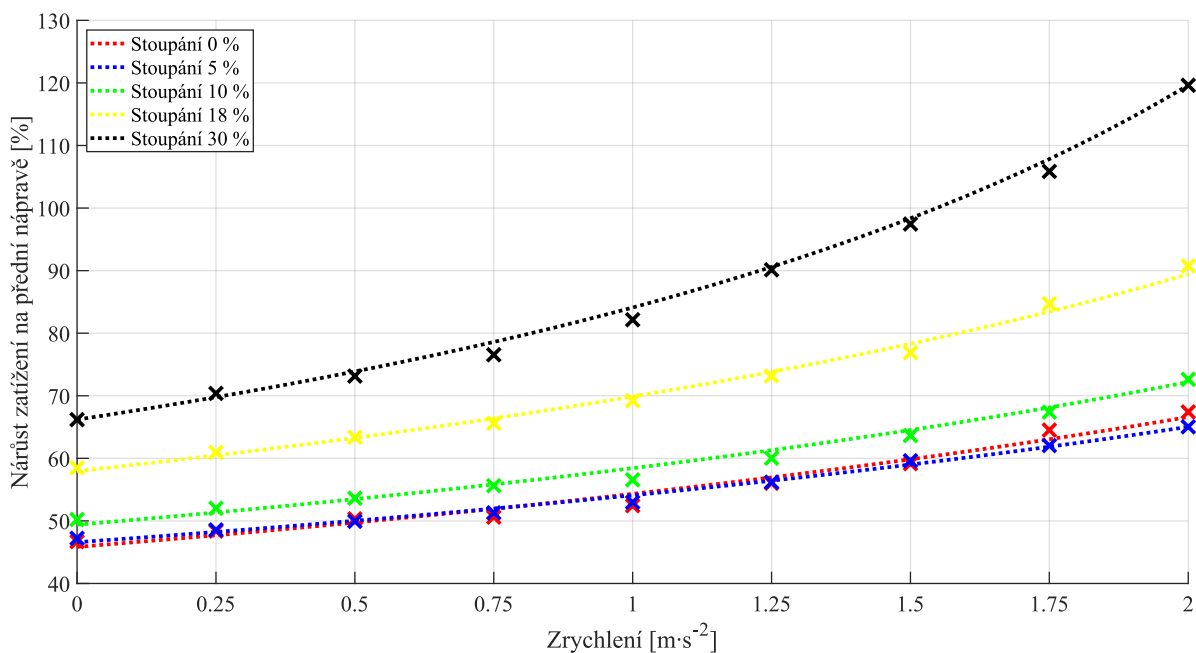
Z obrázku obr. 41 a obr. 42 je patrné, že zatížení přední nápravy klesá v rámci jednotlivých stoupání podle předpokladů podélného přenosu hmotnosti se zrychlením. Rozsah zrychlení traktoru byl zvolen velmi agresivně. Běžná zrychlení traktoru se pohybují většinou v nižších oblastech, protože primární účel traktorové dopravy není v dosažení maximálních rychlostí za co nejkratší čas. Z dostupných informací nebylo zjištěno zrychlení moderních traktorů. Kvůli tomu se přistoupilo k reálnému testu zrychlení samotného traktoru (nebyl použit typ virtuálního traktoru). Samotné zrychlení u traktorů samozřejmě záleží na mnoha proměnných jako typ převodovky, zařazený rychlostní stupeň, výkon motoru, zatížení, aj. Z testu vyplynulo, že zrychlení $1,3-1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, lze dosáhnout při nižších rychlostech bez větších problémů. Z obr. 41 je vidět, že při stoupání 18 %, což v kopcovitých oblastech, kde se většinou louky nacházejí, není nic neobvyklého, jsou hodnoty zatížení přední nápravy pouhých 19 % při zrychlení $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Z výsledků simulací bez implementovaného předního závaží se proto dají vyvodit závěry, že jeho využití se dá více než doporučit, protože se výrazně zlepší zatížení přední nápravy, tím i ovladatelnost, bezpečnost a dobrý pocit obsluhy z jízdy.



Obr. 41 Procentuální zatížení přední nápravy bez použití předního závaží



Obr. 42 Procentuální zatížení přední nápravy s použitím předního závaží



Obr. 43 Procentuální nárůst zatížení na přední nápravě vlivem použití předního závaží

Z obr. 43 je zřejmé, že důležitost závaží roste se stoupáním a zrychlením. Byť hmotnost závaží je stále stejná, v případě větších zrychlení je patrný nárůst zatížení přední nápravy v řádu desítek procent oproti situacím bez závaží. Toto se dá vysvětlit tím, že delta zatížení (se závažím minus bez závaží) se drží v rámci jednotlivých stoupání téměř konstantní, nicméně tento rozdíl je při vyšších zrychleních více znatelný. Byly zkoumány i stavy s různými zdvihy zadního tříbodového závěsu, nicméně nebyl prokázán žádný vliv na odlehčení přední nápravy, protože dochází pouze k malé změně těžiště neseného žacího stroje, jehož hmotnost je v porovnání s váhou traktoru výrazně menší. Zajímavých výsledků se docílilo při změně polohy tříbodového závěsu, jehož změnou se významně ovlivnilo

chování traktoru i při konstantní rychlosti. Výsledky nejsou nicméně v práci zveřejněny, protože jak je zmiňováno, během jízdy by nemělo být s výškou pracováno. Pokud by už k takému stavu došlo, byl by daný stav velmi specifický, protože by záleželo na velikosti změny, aktuální situaci (zrychlování, zpomalování, udržování konstantní rychlosti), průjezd zatáčkou atd.

6 JÍZDA S ŽACÍM STROJEM V PRACOVNÍCH SITUACÍCH

Při agregaci s bočními stroji existuje nerovnoměrné rozložení zátěže na pravé a levé straně zadní nápravy traktoru. Nejvíce se nerovnoměrného zatížení jednotlivých kol docílí ve zvednutém stavu jako na obr. 44, protože veškerá váha neseného žacího stroje je přenášena skrze tříbodový závěs na traktor. Výrobci traktorů zároveň předepisují maximální zatížení na jedné straně nápravy, které by nemělo přesahovat polovinu povoleného zatížení zadní nápravy traktoru, které by v tomto případě měla být cca 7000 kg.



Obr. 44 Žací stroj ve zvednuté poloze

6.1 POLOHOVÁNÍ ŽACÍHO STROJE

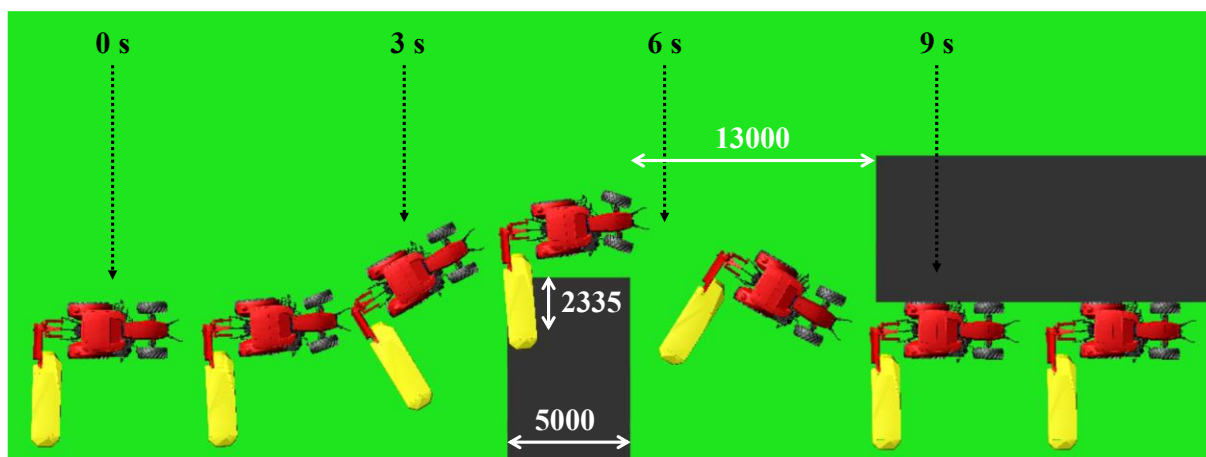
Před samotnými simulacemi jízdy se zvednutým žacím strojem byla hledána ideální délka horního táhla, které by v rozsahu 40 až 80 % odpovídala ideální poloze žacího stroje (plazy dosedly rovnoběžně na podložku). Rozsah byl vybrán z čistě pragmatických důvodů. Zvednutí nižší než 40 % totiž nedává racionální význam a délka horního táhla může být maximálně 830 mm. Délka horního táhla je poté zapsána v tab. 8.

Tab. 8 Délka horního táhla pro jednotlivá zvednutí zadního tříbodového závěsu

Zvednutí zadního tříbodového závěsu [%]	Délka horního táhla [mm]
40	767
45	773
50	783
55	789
60	796
65	805
70	813
75	821
80	830

6.2 VLIV OMEZOVACÍCH TÁHEL PŘI VYHÝBACÍM MANÉVRU

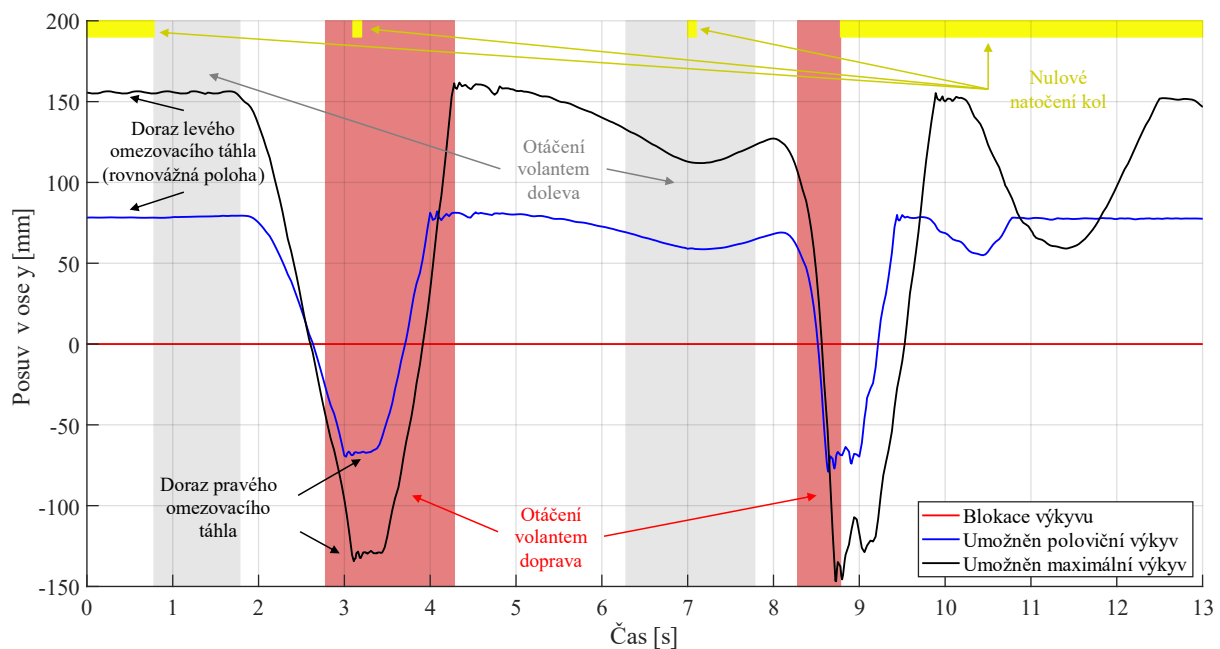
Nesené žací stroje vyžadují blokaci bočního výkyvu spodních táhel. Boční výkyv spodních táhel může silně ovlivnit charakter jízdy. K zamezení výkyvu se na traktoru vyskytují omezovací táhla. Jejich důležitost proto byla ověřena pomocí obdoby losího testu (obr. 45, rozměry v mm) pro rychlost $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, která byla rozhodnuta jako reprezentativní pro traktor ve stavu se zdviženým žacím strojem. Omezovací táhla použitá pro simulaci volného stavu byla složena ze dvou částí, mezi nimiž byla aplikována translační vazba. Velikost posuvu byla následně omezena dorazy. Pro uskutečnění simulací byla do modelu aplikována rozvodovka s jednoduchým kuželovým diferenciálem zadní nápravy. Diferenciál byl modelován pomocí modulu Machinery s kontakty mezi ozubenými koly. Platí, že moment na vstupní hřídeli je rozdělen v poměru 1:1 na výstupní hřídele spojené s koly. Nutno uvést, že diferenciál neodpovídá diferenciálu využívanému v traktoru, slouží pouze jako pomůcka k provedení simulací.



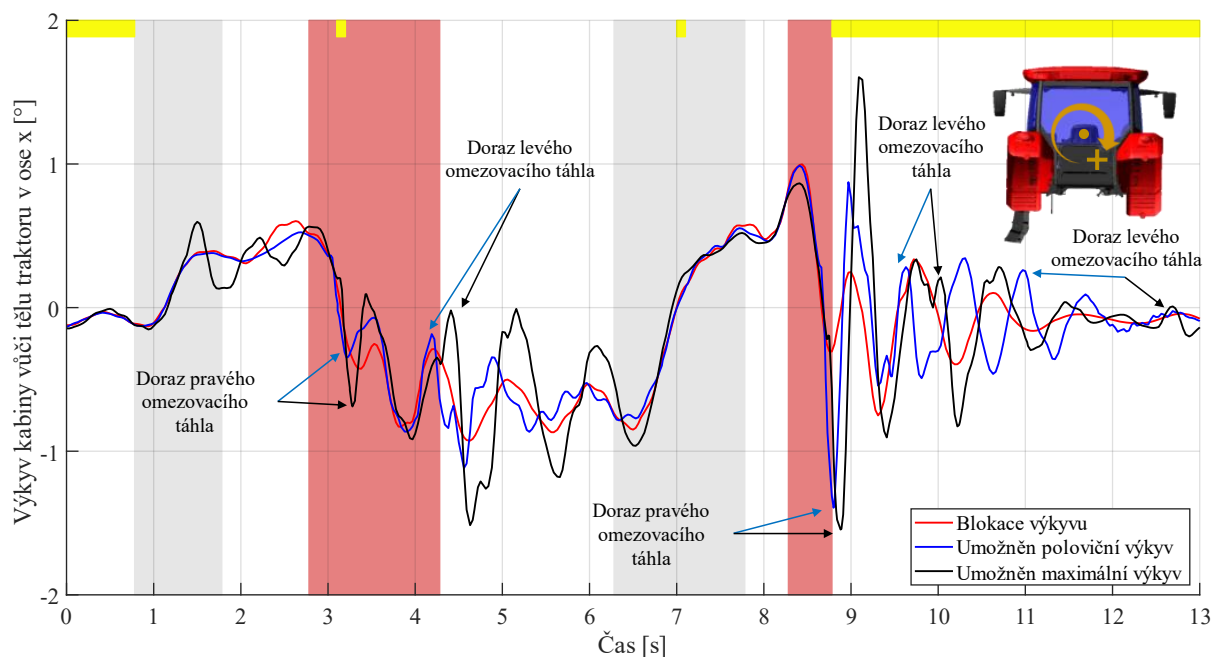
Obr. 45 Schéma citlivostní analýzy omezovacích táhel

Výsledky zrychlení jsou zachyceny v příloze (příloha 1). Pro lepší přehlednost byly uvedeny pouze simulace zachycující blokaci a maximální výkyv spodních táhel. Jako místa zkoumaná na těle traktoru byla vybrána místa z obr. 31. Pro zajímavost bylo snímáno i místo řidiče pomocí bodu H, kdy bod H je teoretické umístění kyčle řidiče. Nebyly však dostupné parametry odpružení sedačky, a proto nebyla do testu podmínka odpružené sedačky zahrnuta. Faktor odpružení sedačky by v tomto případě ale neměl hrát významnou roli, protože zrychlení v ose z nepředstavovaly dominantní složku zrychlení. Test byl řešen při zdvihu zadního tříbodového závěsu nastaveného na hodnotě 60 %. Jak je vidět na obr. 46, celkem byly řešeny tři situace. První situace měla pevně zajištěná spodní táhla, díky vhodnému nastavení omezovacích táhel. Vhodným nastavením se myslí, že toto je jediná správná konfigurace s neseným žacím strojem. Další dvě situace umožňovaly výkyv (špatné připojení agregace) díky dorazům na jednotlivých posuvných částech omezovacích táhel. Maximální výkyv představoval nastavení dorazů tak, aby simuloval kontakt se zadními koly, čili extrémní případ. Poloviční výkyv měl poté dorazy nastavené přesně na polovinu mezi maximálním výkyvem a zajištěnými spodními táhly. V grafu na obr. 46 jsou také zaznamenány hlavní milníky a důležité poznatky, které čtenáři zjednoduší a vysvětlí charakter analýzy výkyvů spodních táhel při jednotlivých situacích. Obr. 47 znázorňuje vychýlení kabiny vůči tělu traktoru v ose x při různých nastaveních omezovacích táhel. Jako referenční bod v kabině byl vybrán bod H, protože představuje s poměrně vysokou přesností výkyv, který působí na řidiče traktoru. V případě blokování pohybu spodních táhel pomocí

omezovacích táhel lze tvrdit, že výkyv je způsoben pouze odstředivou silou, která působí na kabinu při zatáčení. Při umožněném pohybu spodních táhel nicméně kromě odstředivé síly působí na kabinu i síly od pohybu neseného žacího stroje. Nejvýrazněji je ovlivněno patrné při „nárazu“ na dorazy omezovacích táhel, kdy jsou viditelné rychlé změny ve vychýlení kabiny, což může neblaze ovlivnit bezpečnost jízdy. Zejména při nečekaném manévru, kdy řidič provede tzv. „myšku“ a pevně nesvívá volant, by při nezajištěných omezovacích táhlech mohlo dojít lehkou ke krizové situaci.



Obr. 46 Posuv neseného žacího stroje v ose y při různých nastaveních omezovacích táhel



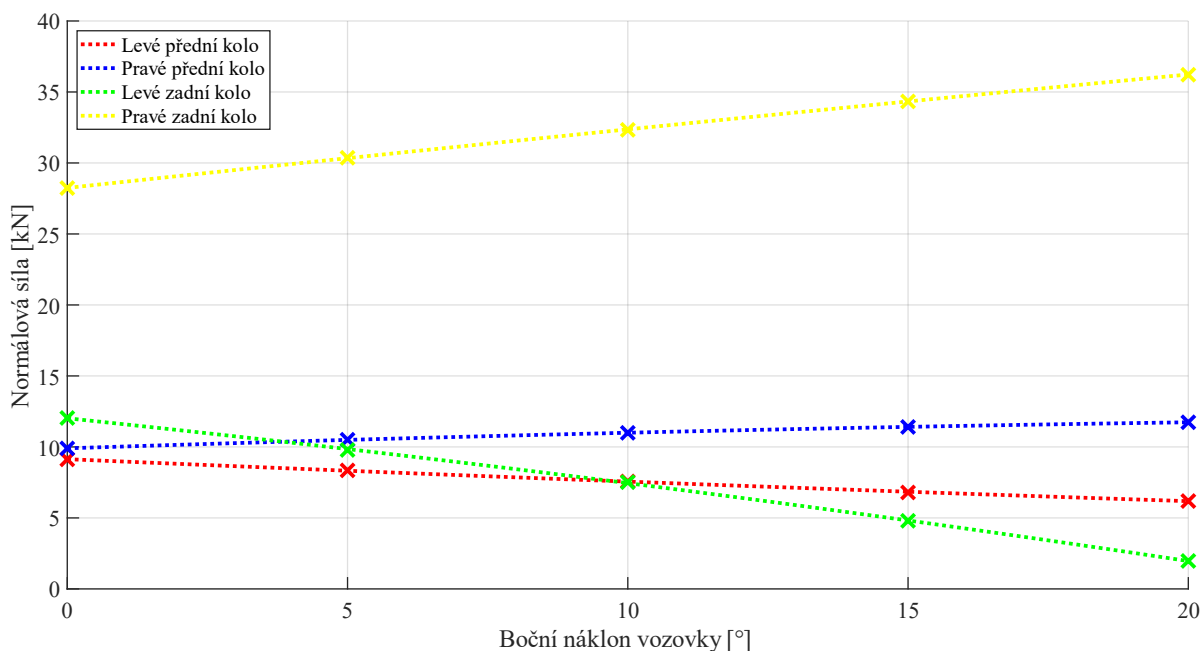
Obr. 47 Vychýlení kabiny vůči tělu traktoru v ose x při různých nastaveních omezovacích táhel

Z výsledků na obr. 46, obr. 47 a přílohy (příloha 1) je jasně vidět, že v případě bočně neseného žacího stroje hrají omezovací táhla zásadní roli nejen u komfortu, ale i bezpečnosti,

protože již při rychlosti $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ vznikají síly způsobující boční zrychlení působící na tělo traktoru a tím zvýšenou únavu materiálu, protože je vlivem silných rázů více namáhán. Zde je důležité ještě zmínit, že žací stroj je poháněn pomocí kardanova hřídele a vzniklý boční pohyb pro něho není ideální. Jako krajní případ se dá zmínit transport neseného žacího stroje, kdy traktor dosahuje rychlostí až $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Při této rychlosti by síly vzniklé při výkyvu spodních táhel mohly způsobit nejen značné poškození traktoru nebo žacího stroje, ale vést až k převrácení traktoru.

6.3 VLV BOČNÍHO NÁKLONU

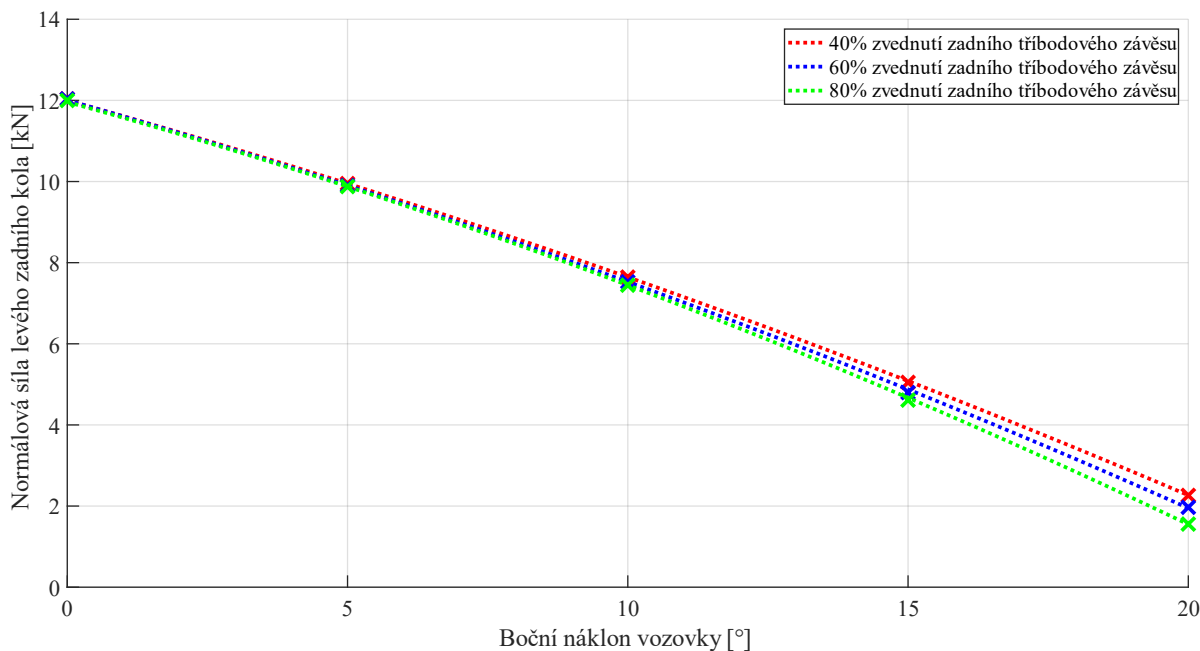
Traktory jsou díky konstrukčním řešením předurčeny k práci ve strmém terénu. U moderních traktorů je kladen nárok na nízko položené těžiště, díky kterému bez problému zvládají boční náklon okolo 18° . Při bočním náklonu samozřejmě dochází k odlehčení, potažmo zatížení jednoho zadního kola, což agregace s bočními stroji ještě znásobuje. Z tohoto důvodu byly vytvořeny situace s testovací vozovkou, na níž se měnil její boční náklon. Náklon byl ve všech případech pravý, protože v kombinaci s pravostranně neseným žacím strojem představuje větší potencionální problémy. Testovaná vozovka je ideálně rovná, nenachází se v ní žádné nerovnosti nebo zvlnění. V rámci simulací byly uvažovány ustálené stavy, při nichž se zjišťovaly normálové síly působící na jednotlivá kola traktoru (obr. 48). K docílení přímé jízdy při všech náklonech se natáčela přední kola v potřebném rozsahu.



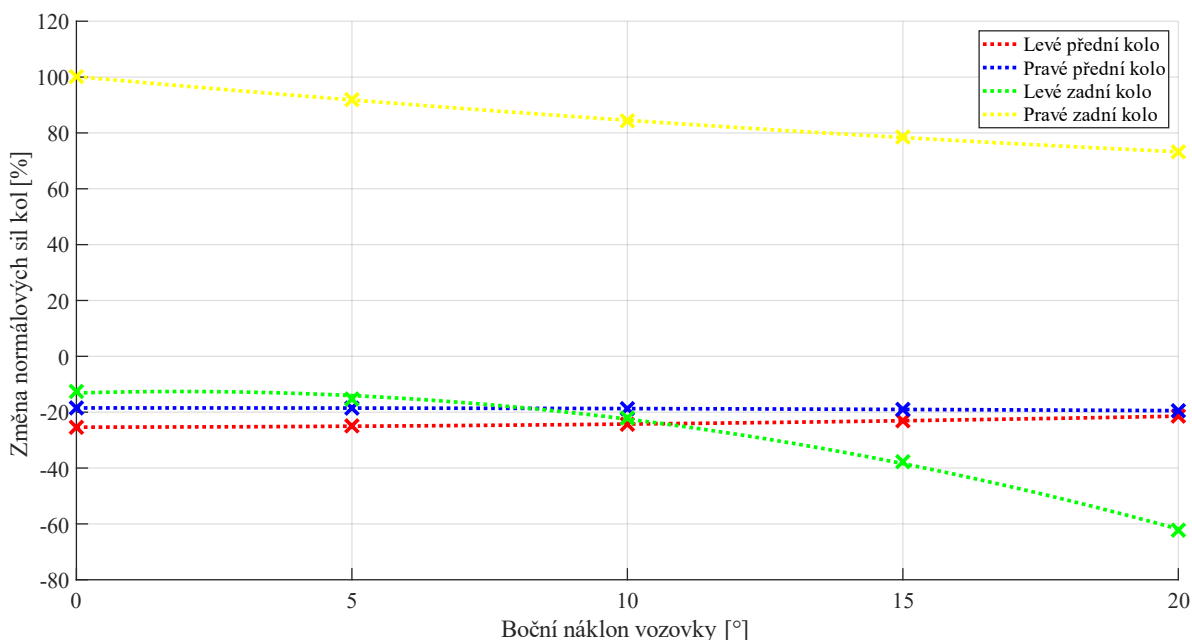
Obr. 48 Normálové síly působící na jednotlivá kola traktoru

Nejvíce sledovanými koly byly levé a pravé zadní, protože zde docházelo k největšímu transferu váhy. Jak je uváděno v kapitole 5.1, přední náprava je uchycená ke konzoli pomocí rotační vazby, a proto bylo zajímavé sledovat i průběh přenosu zatížení na levém a pravém předním kole. Malé rozdíly v natočení kol, jež při různých náklonech ovlivňují boční sílu pneumatik, nebyly podrobněji zkoumány a brány na zřetel. Během simulací byl hledán také kritický boční náklon vedoucí k převrácení soupravy s výškou zadního tříbodového závěsu na 60 %. Jako kritický při konstantní rychlosti vyšel náklon 23° . K tomuto zjištění je nicméně důležité dodat, že model pneumatik zcela přesně nerespektuje skutečné pneumatiky a žádná vozovka (natož louky) není ideálně rovná. Normálová síla působící na pravé kolo přesáhne

maximální dovolené zatížení při cca 16°. Díky možnosti polohování zadního třibodového závěsu byl zkoumán vliv výšky v rozsahu 40–80 % na odlehčení levého zadního kola. Jak je zřejmé z obr. 49, polohování nemá při nižších náklonech do 10° významnější vliv na odlehčení, nicméně se vzrůstajícím náklonem roste s výškou spodních ramen odlehčení levého zadního kola, což neblaze ovlivňuje velikost maximální náklonu traktoru.



Obr. 49 Vliv polohování zadního třibodového závěsu na odlehčení levého zadního kola



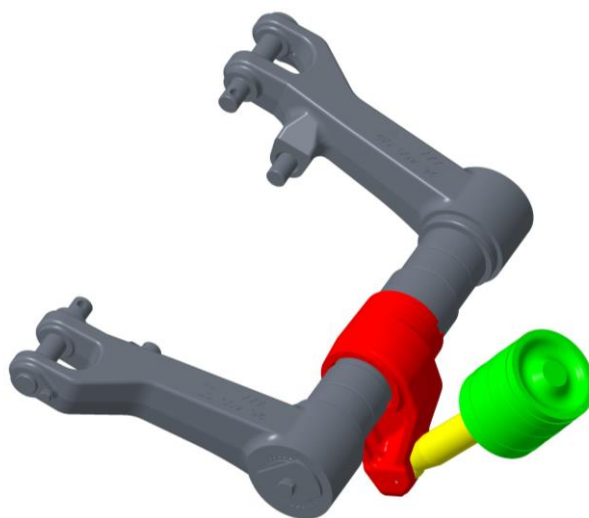
Obr. 50 Podíl normálových sil pneumatik s a bez připojeného žacího stroje

K zajímavým výsledkům se došlo podílem sil působících na jednotlivé pneumatiky ve stavu s připojeným žacím strojem a samotným traktorem bez agregace (obr. 50). Při pohledu je viditelný poměrně stabilní procentuální pokles (okolo 20 %) na předních kolech.

Při nulovém náklonu je v případě samotného traktoru zatížení levého a pravého předního kola stejné. Připojením neseného žacího stroje nicméně vznikl rozdíl v zatížení, kdy pravé kolo přenáší větší hmotnost než levé. Tento rozdíl je vysvětlován změnou poloměru zadních kol vlivem nerovnoměrného zatížení, které způsobí naklonění těla traktoru a následné dosednutí těla traktoru s tělesem nápravy. Zatížení zadních kol má viditelný trend, zatímco samotný traktor má na rovné podložce rovnoměrně zatížená zadní kola (pravé kolo přenáší o 2,4 % vyšší zatížení než levé kolo), při připojení zadního neseného stroje dochází k přenosu síly na pravém kole, které je o 134 % vyšší než na levém, což se s narůstajícím náklonem ještě více prohlubuje. To má za následek výrazné změny nejen v přilnavosti hnacích kol, ale také ve zvýšeném ztuhnutí půdy pod pravým kolem. Ztuhnutím půdy poté dochází k negativním změnám v uložení půdní hmoty. Změny půdy se mohou projevit v nedostatečném provzdušnění, sníženém prosakování vláhy a v konečném důsledku i k poklesu výnosů.

6.4 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA TĚLO TRAKTORU PŘI ZDVIHU ŽACÍHO STROJE

Při otáčení na souvrati je nutné žací stroj zvednout, při tomto ději se poté všechna tíha žacího stroje přenáší skrze zadní tříbodový závěs na tělo traktoru. Pro představu, o jak velké síly se jedná, byla zkoumána všechna místa spojení částí zadního tříbodového závěsu s tělem traktoru (síly reprezentovány na těle traktoru). Celkem jde o 8 míst – dvě spodní táhla, horní táhlo, dvě omezovací táhla, dva hydraulické válce a ramena zvedacího ústrojí. Pro zajištění věrohodnosti byla simulace provedena při pracovní rychlosti $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, kdy působí i smykové tření mezi plazy žacího stroje a zemí. Zajímavostí konstrukce hydrauliky zadního tříbodového závěsu je použití kromě dvou přímočarých hydromotorů i jednočinného hydraulického válce s pístem uloženého v horním víku hydrauliky, viz obr. 51. Pohyb pístu se přenáší pomocí pístnice, páky hřídele a ramen na zadní tříbodový závěs. Toto řešení si traktory Zetor drží od svého počátku, kdy jednočinný válec s pístem v horním víku hydrauliky byl zprvu jediným zvedacím mechanismem. Přídavné válce ramen byly k mechanismu zavedeny až později (90. léta) z důvodu zvýšení zvedací síly na konci spodních táhel. Jelikož velikost síly (tlaku) působící na píst jednočinného válce mění výsledné síly v celém mechanismu, bylo složité najít optimální nastavení vstupních podmínek simulace. Nakonec se podařilo nastavit sílu působící na píst tak, že vytvářela tlak na ploše velmi podobný, jako byl u přímočarých hydromotorů. Aby se udržela konstantní výška zadního tříbodového závěsu, byl v hydromotorech vytvořen kontakt s upraveným tlumením.



Obr. 51 Píst, pístnice, páka hřídele a ramena zadního tříbodového závěsu

Pro lepší pochopení průběhu zdvihu žacího stroje je vytvořena obrázková kompilace na obr. 52. Jak bylo již zmiňováno dříve, snahou bylo nadefinovat kinematiku, co nejpřesnější realitě. Rychlost zdvihu je odvislá od nastavení tlaku ve okruhu vnější hydrauliky traktoru, k níž je jednočinná pístnice žacího stroje připojená. Z praxe bylo vyzorováno, že optimální zdvih trvá zhruba 3 s. V příložených grafech je tato doba podbarvená šedou barvou.

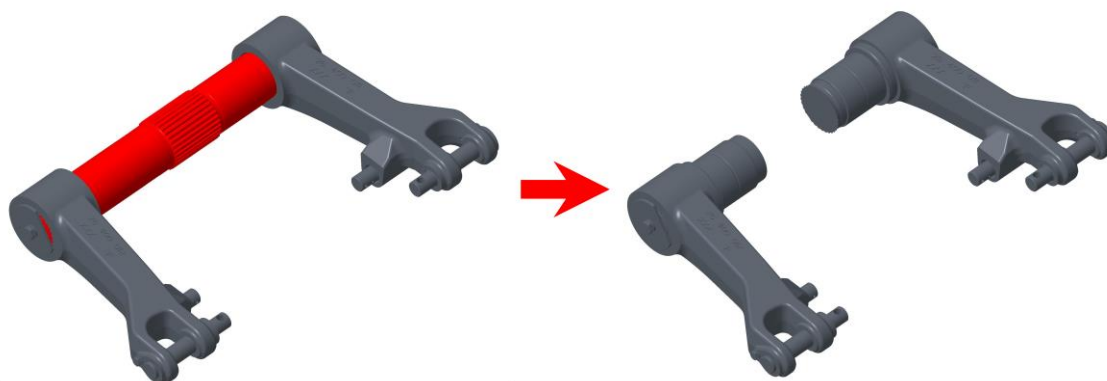


Obr. 52 Průběh zdvihu neseného žacího stroje pomocí jednočinné jednotky

Analýzou sil vznikajících v důsledku připojení bočního neseného žacího stroje je vidět v příloze 2, že vykazují charakteristické znaky a rozdíly, které při zdvihu žacího stroje ještě více vyniknou. Zpočátku jsou síly nejmenší, protože pouze část hmotnosti žacího stroje se přenáší na traktor, část působí na podložku. Ve fázi zvedání je viditelný nárůst sil, který je způsoben přenášením větší hmotnosti žacího stroje traktorem. Maximální síla v čase 4,4 s poukazuje moment, kdy veškerá tíha je nesena traktorem. Po krátkém čase poté dojde k vyrovnání sil (ustálená situace). Největší složkou síly u všech částí kromě uchycení hydraulických válců je x-osá složka. V případě uchycení hydraulických válců je podle předpokladu dominantní složka síly v ose z. To je dáno samotným konstrukčním řešením, protože síla je u hydraulických válců přenášena v ose pístnice, jež je téměř svislá. Vlivem uvažování dokonale tuhých ramen zadního třibodového závěsu v modelu jsou síly v levém i pravém uchycení hydraulických válců stejné. Na uložení ramen vlivem nedokonalého vyvážení (boční žací stroj) působí síla v ose y. Nerovnoměrné vyvážení způsobuje i značnou diferenci v uchycení levých a pravých táhel (spodní a omezovací). Při zdvihu se výrazně mění hodnoty jednotlivých složek a tudíž dochází k největšímu namáhání spojovacích částí.

6.4.1 ROZDĚLENÍ RAMEN TŘIBODOVÉHO ZÁVĚSU

V prostředí MSC Adams View byla také vytvořena studie rozdělených ramen třibodového závěsu (obr. 53). Všechny traktory mají ramena zadního třibodového závěsu spojená hřídelí. Spojení zajišťuje koordinovaný pohyb, rovnováhu a stabilitu při zemědělských operacích, což vede k efektivnímu výkonu práce s připojenou agregací v zadním třibodovém závěsu a také zabraňuje nerovnoměrnému namáhání nářadí.

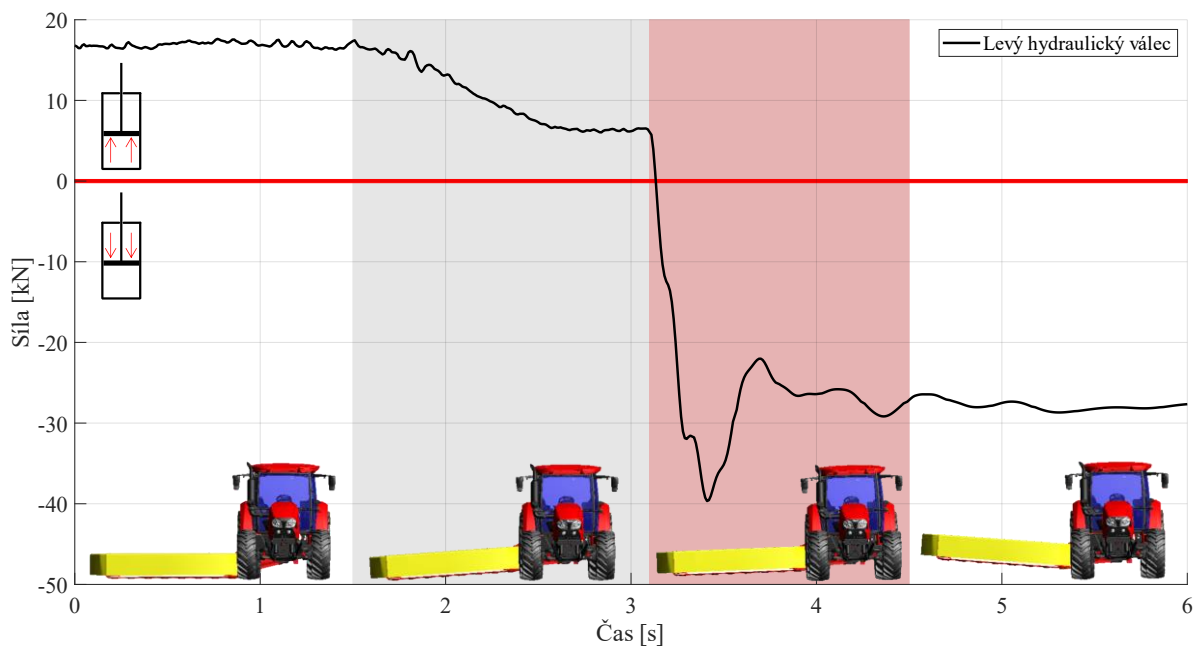


Obr. 53 Rozdělení ramen zvedacího ústrojí

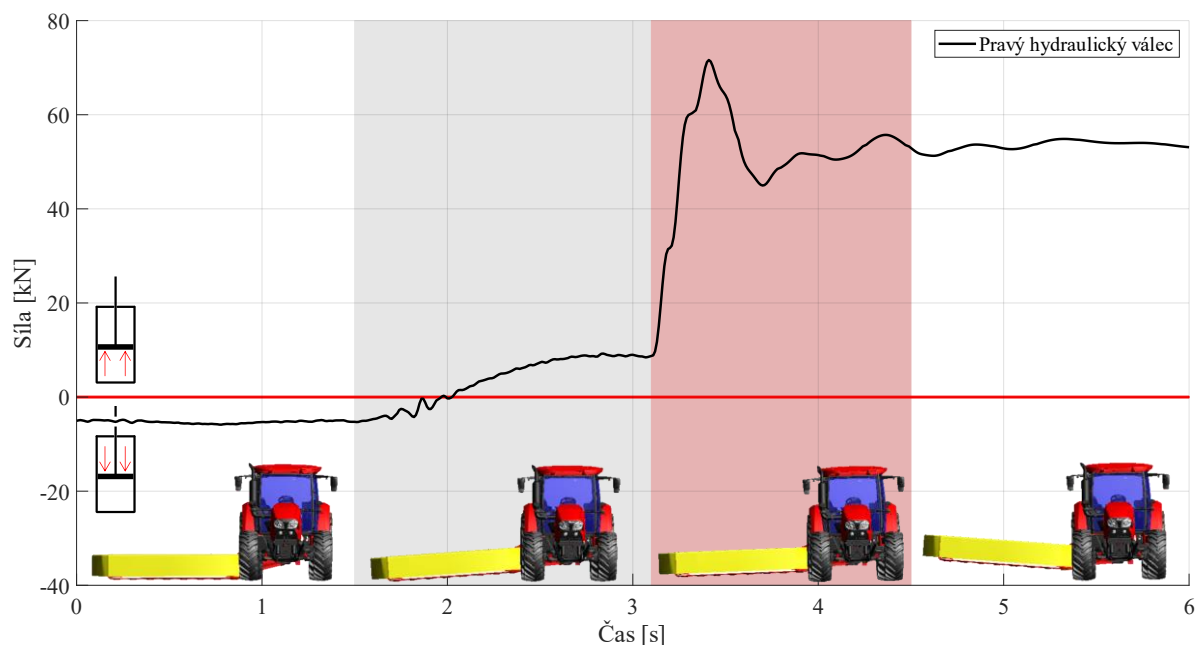
Snahou studie rozdělení ramen tříbodového závěsu bylo zjištění, jak výrazně by se lišilo silové ovlivnění traktoru a zda lze nalézt výhody tohoto uspořádání. Při simulaci byly zachovány přímočaré hydromotory zadního tříbodového závěsu, jednočinný hydraulický válec s pístem byl odstraněn. Přímočaré hydromotory moderních traktorů mají pouze jeden přívod oleje, který je přiváděn na základnu válce. Pomocí přiváděného oleje je následně tříbodový závěs zvedán. O pohyb dolů se následně stará zemská gravitace. Pokud se tedy připojí lehké nářadí na velký traktor, může docházet k neplnění požadovaných funkcí. Myšlenka hydraulicky ovládaného přítlaku agregace se v minulosti objevila, nicméně narazila na mnoho problémů. V případě vyvíjeného tlaku na půdu skrze agregaci totiž dochází ke ztrátě trakce zadních kol traktoru.

Z výsledků v příloze (příloha 3) je patrné, že při odebrání spojovacího členu v podobě hřídele dojde k silné nerovnováze silového zatížení vazeb spojujících části zadního tříbodového závěsu a těla traktoru. Pravý hydraulický válec je namáhán na tlak, čímž plní funkci, pro kterou je navržen. Levá jednotka je nicméně namáhána na tah. Zmíněný rozdíl v namáhání je vytvořen tíhou od neseného žacího stroje, který způsobí po rozkladu v prostorové soustavě tříbodového závěsu značnou nerovnováhu. Z přiložených grafů je zřejmé, že zásadní zatížení jsou přenášena ve vazbě levého omezovacího táhla, které zamezuje boční pohyb levého spodního táhla a tím vyvolává extrémní silové účinky na spojovací členy.

V případě použití rozdělných ramen by se proto naskýtalo použití dvojčinných hydraulických válců, které by dokázaly při vhodné elektrohydraulické regulaci udržet stejnou výšku obou hydraulických válců. Dvojčinné hydraulické válce byly simulovány pomocí funkce Bushing s velkou tuhostí a tlumením oleje. Toto řešení samozřejmě přesně neodpovídá fungování dvojčinné jednotky, ale pro naznačení silového chování je dostačující. Obr. 54, respektive obr. 55 zachycuje průběh síly v levé, potažmo pravé dvojčinné jednotce, která je potřebná k udržení konstantní výšky spodních ramen při zvedání neseného žacího stroje.



Obr. 54 Síla potřebná k udržení levého spodního táhla v konstantní výšce při rozdělných ramenech zvedacího ústrojí



Obr. 55 Síla potřebná k udržení pravého spodního táhla v konstantní výšce při rozdělených ramenech zvedacího ústrojí

Jak je vidět, přitlačné síly by byly důležité zejména v levé jednotce, nicméně v menší míře se objevily i v pravé. Problémem je však vzájemné silové ovlivňování hydraulických jednotek, jež by vedly k použití silnějších hydraulických členů a výrazně větším silám, které by působily na uchycení hydraulických válců k traktoru, viz příloha 4. Shrnutím lze sdělit, že řešení dvou nezávislých ramen by nepřineslo žádné výhody, naopak by vzniklo mnoho problémů s tím spojeným. Při zachování jednočinných válců totiž není možné udržet stejnou výšku obou spodních táhel a dvojčinné jednotky by vyžadovaly speciální regulaci a zatěžovaly tělo traktoru většími silami než klasické uspořádání ramen zvedacího ústrojí.

ZÁVĚR

Práce si kladla za cíl zodpovězení základních otázek týkajících se dynamických účinků působících na traktor během určitých jízdních stavů vlivem připojení agregace v podobě neseného žacího stroje. Kvůli tomu byl úvod diplomové práce zasvěcen stručnému popisu odpružení přední nápravy a kabiny traktorů, které mají na výslednou dynamiku značný vliv. Přehled se snažil shrnout pouze základ používaných koncepcí, protože každý výrobce používá vlastní variace jednotlivých koncepcí. Za účelem seznámení se s nástroji pro výpočet dynamiky, byla vytvořena jedna celá kapitola, v níž jsou popsány soudobé možnosti a poznatky, proč je výhodné pro zjišťování dynamiky vozidel používat multibody softwary. Speciální pozornosti bylo věnováno softwaru MSC ADAMS, protože představuje etalon mezi multibody programy. Posledním tématem řešební části bylo přiblížení konstrukce a funkčnosti zadního tříbodového závěsu, který hraje v rámci zemědělské techniky nenahraditelnou roli a vstupuje i do simulací v praktické části.

Dalším krokem tedy bylo vytvoření detailního multibody modelu traktoru na základě vstupní geometrie Zetoru Forterra v MSC ADAMS View. Výhodou použití multibody modelu bylo zahrnutí všech veličin a silových prvků – pneumatiky, jednotky odpružení nebo silentbloky, které byly považovány jako stěžejní pro simulování různých jízdních situací a stavů. Na základě vhodně zvolené míry detailnosti poskytoval virtuální prototyp traktoru po validaci spolehlivé výsledky chování v pracovním pásmu okolo $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Validace modelu spočívala v porovnání výsledků s technickým experimentem na skutečném traktoru Zetor Forterra. Za tímto účelem byla vytvořena testovací dráha se dvěma překážkami, jež odpovídala dráze využitě při experimentu. Na základě prvních porovnání byly některé silové prvky mírně upraveny, čímž se dosáhlo velmi uspokojivých výsledků. Pro potřeby modelu bylo poté nutné vytvořit model neseného žacího stroje. Prvotní snahou bylo získat model od výrobců daných zařízení, nicméně to se i přes značné úsilí nepodařilo, proto bylo přistoupeno k vytvoření vlastního modelu v prostředí Creo Parametric. Model se zakládal na změřených rozměrech a hmotnostech fyzického žacího stroje Pöttinger Novadisc 350.

Na základě simulací ustálených i přechodových jízdních stavů byl analyzován výsledný vliv připojení neseného žacího stroje na dynamiku traktoru, a to jak z hlediska stability traktoru, mezních jízdních stavů, tak i zatížení jednotlivých částí. Obecně je možné uvést, že na jízdu traktoru s neseným žacím strojem má vliv velké množství faktorů jako tlak v pneumatikách, poloha zadního tříbodového závěsu, použití předního závaží nebo správné nastavení omezovacích táhel, aj. V rámci simulací byla nejprve vytvořena situace přepravy žacího stroje, která obnáší jeho sklopení o 102° . Na této situaci bylo sledováno připadající zatížení na přední nápravu traktoru v závislosti na zrychlení a stoupání. Ze získaných výsledků vyšlo, že je více než příhodné využít předního závaží, které citelně zlepšuje zatížení přední nápravy, tím i ovladatelnost a bezpečnost. Jako podnět k dalším simulovaným situacím vedla existence nerovnoměrného rozložení zátěže na pravé a levé straně zadní nápravy traktoru vlivem bočního neseného žacího stroje. Nerovnoměrný stav se nejvíce projeví ve zvednutém stavu, protože veškerá váha neseného žacího stroje je přenášena skrze tříbodový závěs na traktor. Proto byl pro tento stav zkoumán vliv změny zatížení jednotlivých kol při bočním náklonu, z něhož vyplynulo předpokládané zjištění, že nejvíce náchylné kolo na odlehčení je levé zadní. Byla zkoumána také citlivostní analýza na vliv omezovacích táhel, které zamezují pohybu spodním táhlům a v případě připojení neseného žacího stroje by měla tento pohyb úplně blokovat. Již při rychlosti $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ bylo zjištěno, že při nedodržení blokace spodních táhel může dojít k nebezpečným situacím. Nakonec byly stanoveny průběhy sil, které působí na tělo traktoru při zvedání žacího stroje. Zde se zrodila myšlenka rozdělení

ramen zvedacího ústrojí. Z výsledků se zjistilo, že při odebrání spojovacího členu v podobě hřídele dojde k silné nerovnováze silového zatížení vazeb spojujících části zadního tříbodového závěsu a těla traktoru. V některých částech dokonce vznikají extrémně vysoké silové účinky, které by mohly mít vliv na životnost. U rozdělných ramen bylo testováno i použití dvojčinných hydraulických válců, které by do jisté míry některé nedokonalosti odstranily, protože by dokázaly udržet stejnou výšku obou spodních táhel. Problémem se však ukázalo vzájemné silové ovlivňování hydraulických jednotek, a proto vznikly výrazně větší síly působící v uchycení hydraulických válců k traktoru oproti standardnímu uspořádání spojených ramen hřídelí. Došlo se tedy k závěru, že používané řešení spojených ramen je výhodné a řešení dvou nezávislých ramen by nepřineslo téměř žádné výhody.

Vytvořený multibody model je silným nástrojem pro efektivní navrhování a ověření komplexní funkčnosti traktoru i neseného žacího stroje. Proto by bylo vhodné jej dále rozvíjet, přičemž největším přínosem by byla možná spolupráce s výrobcí jednotlivých strojů a zařízení, jež by poskytli potřebná data k vytvoření ještě propracovanějšího modelu, který by měl značný přesah i do praktického využití. Prvním stupněm větší detailnosti by mohlo být rozšíření modelu o více parametrizovaný model pneumatik a odpružené sedadlo obsluhy, kterým by se následně mohly zkoumat jinak draze získávané údaje o komfortu posádky při jízdě po nerovné vozovce nebo vlivem připojené agregace. Dále by bylo více než příhodné model osadit regulací zadního tříbodového závěsu, kterým by se následně mohly sledovat silové účinky v hydraulickém systému při jednotlivých pracovních operacích traktoru. Jelikož západní země v posledních letech řeší neustálý pokles lidí pracujících v zemědělství, snahou dnešních výrobců mechanizační techniky je automatizace jednotlivých úkonů traktoru, jež by měla v budoucnu vést až k úplné autonomii. I k těmto účelům by mohl být pokročilý multibody model traktoru využit a poskytovat velmi přesnou zpětnou vazbu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REKEM, Jakub. *Konstrukční návrh uložení kabiny traktoru* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-11-15]. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121695>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [2] RENIUS, Karl Theodor. *Fundamentals of Tractor Design*. 1. vydání. V Mnichově: Springer, 2019. ISBN 978-3-030-32803-0.
- [3] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1. vydání. Ve Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 978-1-56091-199-9.
- [4] Resonance frequencies for different body segments, represented by a simplified mechanical model of a human standing on a vibrating platform. In: BERLIN, Cecilia a Caroline ADAMS. *Production Ergonomics: Designing Work Systems to Support Optimal Human Performance*. V Londýně: Ubiquity Press, 2017, s. 234. ISBN 978-1-911529-12-5.
- [5] KATU, U.S., R.G. DESAVALA a R.A. KANAI. *Effect Of Vehicle Vibration On Human Body – RIT Experience* [online]. Uran Islampur, 2003 [cit. 2023-01-04]. Dostupné také z: <https://www.bodytech.it/wp-content/uploads/2022/01/Effect-of-Vehicle-Vibration-on-Human-Body-Katu-et-al.pdf>. Rajarambapu Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. 1. vydání. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] An entire tractor life in four weeks. In: *CLAAS Group* [online]. Harsewinkel: CLAAS KGaA mbH, ©2023. 21.02.2015 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.claas-group.com/press-corporate-communications/press-releases/an-entire-tractor-life-in-four-weeks/516710>.
- [8] LINES, Jeffrey A. *The suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres* [online]. V Cranfieldu: Cranfield Institute of Technology, 1991, 138 s. [cit. 2022-12-06]. Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy. Dostupné z: https://dspace.lib.cranfield.ac.uk/bitstream/handle/1826/8069/Jeffrey_Lines_Thesis_1991.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
- [9] Lesson 13: Study of tractor suspension system. *E-Krishi Shiksha* [online]. Anand: Anand Agricultural University. 07.04.2014 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <http://ecoursesonline.iasri.res.in/mod/page/view.php?id=2288>.
- [10] [Přední náprava Carraro]. In: *Agroportal24h.cz* [online]. Praha: VEGA, ©2011–2023. 02.12.2020 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/zetor-proxima-gp-s-mimoradnou-vybavou-bude-pracovat-ve-statnim-podniku-povodi-odry>.
- [11] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání. V Brně: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.

- [12] Triple-Link Suspension. In: *John Deere* [online]. Deere & Company, ©2023 [cit. 2023-01-07]. Dostupné z: <https://www.deere.dk/da/traktorer/mellemstore/6m-serien/6110m/>.
- [13] BAUER, František a kol. *Traktory a jejich využití*. 2. vydání. V Praze: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [14] Self-leveling front-axle suspension. In: *Fendt* [online]. AGCO, ©2022 [cit. 2022-12-04]. Dostupné z: https://www.fendt.com/za/images/5d0102e37b2606040b5171d4_1560347364_web_en-ZA.jpg.
- [15] [Axiální silentblok uchycení kabiny]. In: *Shopify* [online]. Shopify International, ©2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://cdn.shopify.com/s/files/1/0649/8598/9371/products/4285231M1.png?crop=center&height=533&v=1664755224&width=533>.
- [16] [Radiální silentblok uchycení kabiny]. In: *Ebay* [online]. eBay, ©1995-2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://i.ebayimg.com/images/g/S2kAAOSwkjJizlc1/s-l500.jpg>.
- [17] Pracovní místo. In: *Claas* [online]. CLAAS KGaA mbH, ©2023 [cit. 2023-02-15]. Dostupné z: <http://app.claas.com/2019/grosstraktoren/cz/>.
- [18] KADLEC, Jakub. *Multibody model traktoru s odpruženou kabinou* [online]. Brno, 2016 [cit. 2022-12-10]. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/89063>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blaťák.
- [19] Cab. In: *Fendt* [online]. AGCO, ©2023 [cit. 2023-01-26]. Dostupné z: <https://www.fendt.com/int/areas-of-application/municipal-tractors-technology>.
- [20] Cab suspension. In: *Farmers weekly* [online]. MA Agriculture, ©2022 [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.fwi.co.uk/machinery/tractors/buying-the-right-tractor-part-3-suspension-tyres>.
- [21] AVESH, Mohd a Rajeev SRIVASTAVA. Modeling Simulation and Control of active suspension system in Matlab Simulink environment [online]. V Allahabadu: Motilal Nehru National Institute of Technology, 2012, 6 s. [cit. 2022-11-19]. ISBN 978-1-4673-0455-9. Dostupné z: DOI: 10.1109/SCES.2012.6199124.
- [22] BLUNDELL, Michael a Damian HARTY. *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. 1. vydání. V Coventry: Butterworth-Heinemann, 2004. ISBN 0-7506-5112-1.
- [23] PORTEŠ, Petr. *Využití matematických modelů vozidel k analýze měřených dat: Zkrácená verze habilitační práce* [online]. V Brně: Vutium, 2015, 34 s. [cit. 2022-11-03]. Habilitační a inaugurační spisy. ISBN 978-80-214-5142-1. Dostupné z: https://www.vut.cz/vutium/spisy?action=ukazka&id=1277&publikace_id=14640.
- [24] SIMEON, Bernd a kol. *Computational Flexible Multibody Dynamics: A Differential-Algebraic Approach*. 1. vydání. V Kaiserslauternu: Springer, 2013. ISBN 978-3-642-35157-0.

- [25] MEYWERK, Martin. *Vehicle Dynamics*. 1. vydání. V Hamburku: Wiley, 2015. Automotive Series. ISBN 978-1118971352.
- [26] JAZAR, Reza N. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. 3. vydání. V Melbourne: Springer, 2009. ISBN 978-0-387-74243-4.
- [27] ALEXANDRU, Cătălin a Petre ALEXANDRU. Dynamic analysis of a half-car model with active suspension. In: *Proceedings of the 2nd international conference on Circuits, systems, control, signals* [online]. Bangkok, 2011, s. 36-41 [cit. 2022-11-16]. ISBN 978-1-61804-035-0. Dostupné z: DOI: 10.13140/RG.2.1.3732.4008.
- [28] FLORES, Paulo. Definition of Multibody System. In: *Concepts and Formulations for Spatial Multibody Dynamics* [online]. Minho: Springer, 2015, s. 1-3 [cit. 2022-10-28]. ISBN 978-3-319-16190-7. Dostupné z: DOI: 10.1007/978-3-319-16190-7_1.
- [29] PACEJKA, Hans B. *Tire and Vehicle Dynamics*. 3. vydání. V Delftu: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0-08-097016-5.
- [30] [MSC Apex]. In: *3DCadPortal* [online]. 2019 [cit. 2022-11-29]. Dostupné z: <https://www.3dcadportal.com/conversacion-con-valdeni-novaes-encargado-de-msc-software-en-latinoamerica.html>.
- [31] SCHIEHLEN, Werner. *Multibody Systems Handbook*. 1. vydání. Ve Stuttgartu: Springer, 1990. ISBN 978-3-642-50997-1.
- [32] Multibody simulation drives dynamic system design. In: *Scientific Computing World* [online]. Cambridge: Europa Science, ©2023, 10.08.2022 [cit. 2023-01-10]. Dostupné z: <https://www.scientific-computing.com/feature/multibody-simulation-drives-dynamic-system-design>.
- [33] Multi-Body Vehicle Simulation for Load Generation, Driving Dynamics & Comfort. In: *Magna* [online]. St. Valentin: Magna Powertrain, ©2023 [cit. 2023-02-23]. Dostupné z: <https://engineering.mpt.magna.com/simulation-services-software/dynamics>.
- [34] DONDERS, Stijn. Efficiently Optimize Vehicle Durability With Virtual Tests Using Internal Loads. In: *Siemens* [online]. Mnichov: Siemens, ©2023, 29.09.2020 [cit. 2023-02-24]. Dostupné z: <https://blogs.sw.siemens.com/simcenter/efficiently-optimize-vehicle-durability-with-virtual-testing/>.
- [35] SLIMAŘÍK, Dušan, František BAUER a Pavel SEDLÁK. Usage of multibody system in tractor hitch force effect analysis. In: POLÁK, Ondřej, Radim CERKAL a Petr ŠKARPA (eds.). *MendelNet 2014 – Proceedings of International PhD Students Conference* [online]. 1. vydání. V Brně: Mendelova univerzita, 2014, s. 578-581 [cit. 2023-02-10]. ISBN 978-80-7509-174-1. Dostupné z: https://mnet.mendelu.cz/mendelnet2014/mnet_2014_full.pdf.
- [36] [Upínací hák pro spodní táhlo zadního tříbodového závěsu traktorů]. In: *Ebay* [online]. eBay, ©1995-2023 [cit. 2023-01-05]. Dostupné z: <https://i.ebayimg.com/images/g/vtoAAOSwEb5i2UZZ/s-l1600.jpg>.

- [37] *Fendt 300 Vario: 310 • 311 • 312 • 313*. Marktoberdorf, 2015. Dostupné také z: <https://www.darmacag.com.au/darmacag-fendt-300-vario.PDF>.
- [38] *Tractor efficiency and comfort: Innovative hydraulics from Rexroth*. Elchingen, 2015. Dostupné také z: <https://www.boschrexroth.com/en/us/media-details/1d2e5787-3734-4146-99d7-060d706d66c2>.
- [39] ISO 730:2009. Agricultural wheeled tractors – Rear-mounted three-point linkage – Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4. 1. vydání. V Ženevě: Mezinárodní organizace pro normalizaci, 2009.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[rok]	Věk pneumatiky
ABS	-	Antiblockiersystem (Protiblokovací systém)
ADAMS	-	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
B_1	[m]	Maximální šířka koule horního táhla
b_1	[m]	Šířka uchycení u horního táhla
B_3	[m]	Šířka koule dolních táhel
b_3	[m]	Délka čepů
b_5	[m]	Rozteč uchycení u koulí
CAD	-	Počítačem podporované projektování
c_b	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficient tlumení tlumiče
c_{b1}	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficienty tlumení zadních pneumatik
c_{b2}	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficienty tlumení tlumičů odpružení přední nápravy
$c_{c1,2}$	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficienty tlumení tlumičů odpružení kabiny
c_s	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficienty tlumení tlumiče odpružení sedačky
c_t	[N·m ⁻¹ ·s]	Koeficient tlumení pneumatiky
d	[m]	Průměr otvorů pro závlačku v čepech
d_1	[m]	Průměr otvoru koule horního táhla
D_1	[m]	Průměr otvoru u horního táhla
d_2	[m]	Průměr otvoru koule dolního táhla
D_2	[m]	Průměr otvoru u koule dolního táhla
DADS	-	Dynamic Analysis and Design System
DOF	-	Degrees of freedom (Stupně volnosti)
ESP	-	Electronic Stability Program (Elektronický stabilizační program)
GPS	-	Global Positioning System (Globální polohový systém)
h	[m]	Vzdálenost mezi dolním a horním uchycením
I_b	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti těla traktoru
I_c	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kabiny traktoru
ISO	-	Mezinárodní organizace pro normalizaci
I_{xx}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti vzhledem k souřadnicové ose x
I_{xy}	[kg·mm ²]	Deviační moment
I_{xz}	[kg·mm ²]	Deviační moment
I_{yy}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti vzhledem k souřadnicové ose y

I_{yz}	[kg·mm ²]	Deviační moment
I_{zz}	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti vzhledem k souřadnicové ose z
k_b	[N·m ⁻¹]	Tuhost vozidlové pružiny
k_{b1}	[N·m ⁻¹]	Tuhost zadních pneumatik
k_{b2}	[N·m ⁻¹]	Tuhost pružin odpružení přední nápravy
$k_{c1,2}$	[N·m ⁻¹]	Tuhost pružin odpružení kabiny
k_s	[N·m ⁻¹]	Tuhost pružin odpružení sedačky
K_t	[N·m ⁻¹]	Tuhost pneumatiky
k_t	[N·m ⁻¹]	Tuhost vozidlové pneumatik / Tuhost předních pneumatik
L	[m]	Vzdálenost středu dolních koulí od konce vývodové hřídele
l	[m]	Vzdálenost mezi uchycením u koulí
l_1	[m]	Vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm těla traktoru
l_1	[m]	Rozteč středu koulí od osy traktoru
l_2	[m]	Vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm těla traktoru
l_2	[m]	Minimální výkyv dolních táhel
l_3	[m]	Vzdálenost mezi zadním odpružením kabiny a těžištěm těla traktoru
l_4	[m]	Vzdálenost mezi předním odpružením kabiny a těžištěm těla traktoru
l_5	[m]	Vzdálenost mezi zadním odpružením kabiny a těžištěm kabiny
l_6	[m]	Vzdálenost mezi předním odpružením kabiny a těžištěm kabiny
l_7	[m]	Vzdálenost mezi odpružením sedačky a těžištěm kabiny
MB	-	Multibody
m_b	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty / Hmotnost těla traktoru
MBS	-	Multibody simulation
m_c	[kg]	Hmotnost kabiny traktoru
MKP	-	Metoda konečných prvků
m_s	[kg]	Hmotnost sedačky včetně řidiče
MSC	-	MacNeal-Schwendler Corporation
m_t	[kg]	Hmotnost neodpružené hmoty / Hmotnost předního kola
NASA	-	Národní úřad pro letectví a vesmír
P	[bar]	Tlak pneumatiky
PTO	-	Power take-off (Vývodový hřídel)
R	[in]	Průměr disku
TLS	-	Triple-Link Suspension (John Deere)

W	[in]	Šířka pneumatiky
WBV	-	Whole-body vibration (Vibrace celého těla)
x_b	[m]	Poloha odpružené hmoty / Poloha těžiště těla traktoru
\dot{x}_b	[m·s ⁻¹]	Rychlost odpružené hmoty / Rychlost těžiště těla traktoru
\ddot{x}_b	[m·s ⁻²]	Zrychlení odpružené hmoty / Zrychlení těžiště těla traktoru
x_c	[m]	Poloha těžiště kabiny traktoru
\dot{x}_c	[m·s ⁻¹]	Rychlost těžiště kabiny traktoru
\ddot{x}_c	[m·s ⁻²]	Zrychlení těžiště kabiny traktoru
x_s	[m]	Poloha sedačky
\dot{x}_s	[m·s ⁻¹]	Rychlost sedačky
\ddot{x}_s	[m·s ⁻²]	Zrychlení sedačky
x_t	[m]	Poloha neodpružené hmoty / Poloha středu předního kola
x_T	[mm]	Souřadnice těžiště vůči CS_VYP
\dot{x}_t	[m·s ⁻¹]	Rychlost neodpružené hmoty / Rychlost středu předního kola
\ddot{x}_t	[m·s ⁻²]	Zrychlení neodpružené hmoty / Zrychlení středu předního kola
y	[m]	Poloha vozovky
\dot{y}	[m·s ⁻¹]	Rychlost odezvy vozovky
$y_{1,2}$	[m]	Polohy vozovky
$\dot{y}_{1,2}$	[m·s ⁻¹]	Rychlosti odezvy vozovky
y_T	[mm]	Souřadnice těžiště vůči CS_VYP
z_T	[mm]	Souřadnice těžiště vůči CS_VYP
θ_b	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení těla traktoru
θ_c	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení kabiny traktoru

SEZNAM PŘÍLOH

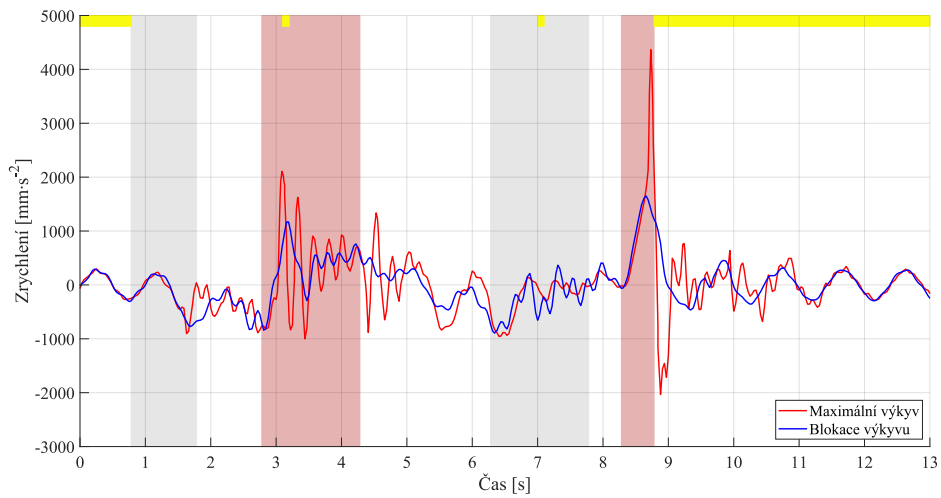
Příloha 1 Porovnání vlivu omezovacích táhel na zrychlení určitých bodů traktoru

Příloha 2 Síly působící na tělo traktoru

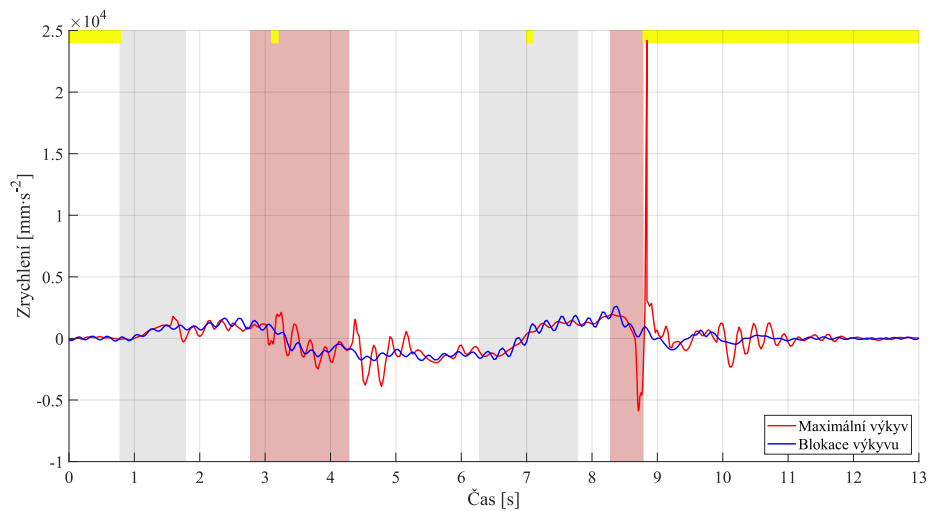
Příloha 3 Síly při rozdělených ramenech

Příloha 4 Síly při rozdělených ramenech s dvojčinnými hydraulickými válci

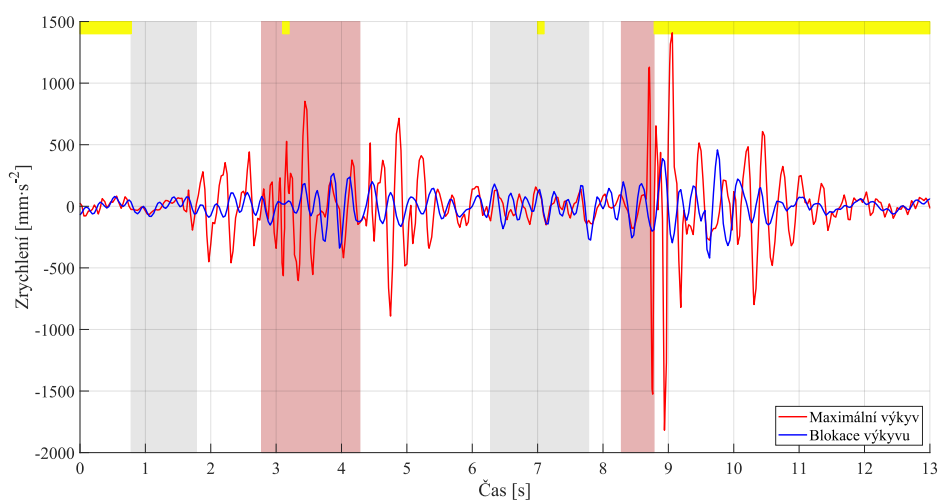
Příloha 1 Porovnání vlivu omezovacích táhel na zrychlení určitých bodů traktoru



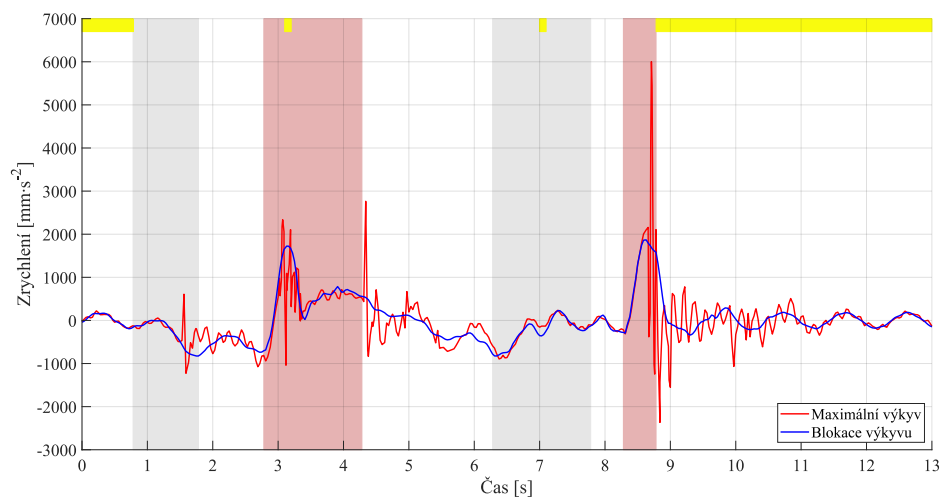
Obrázek 1-1 Zrychlení H-bodu v ose x



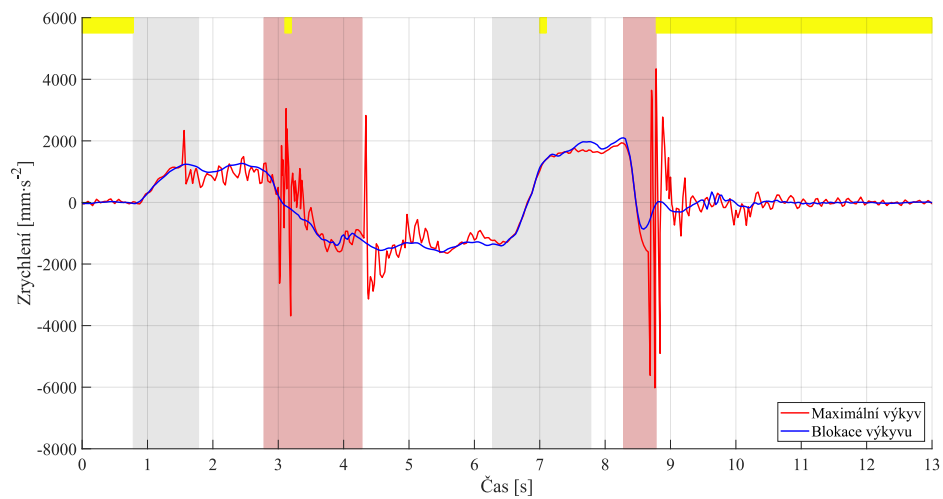
Obrázek 1-2 Zrychlení H-bodu v ose y



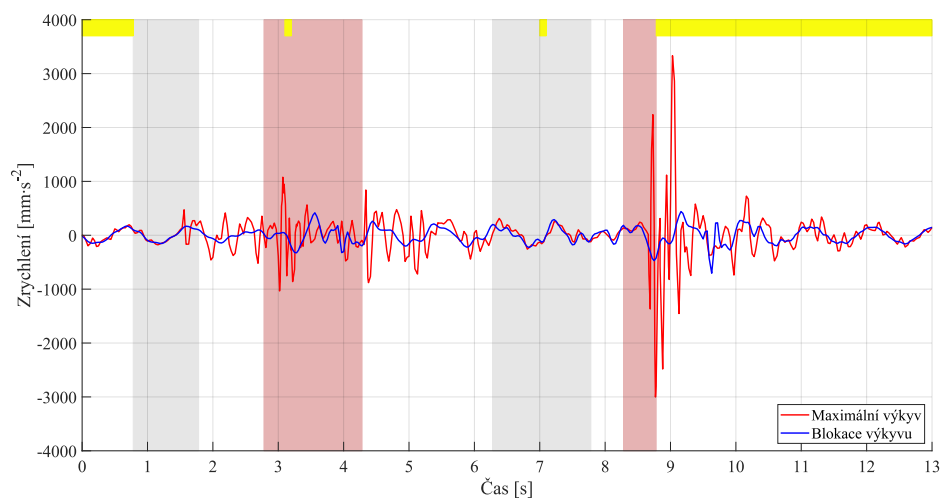
Obrázek 1-3 Zrychlení H-bodu v ose z



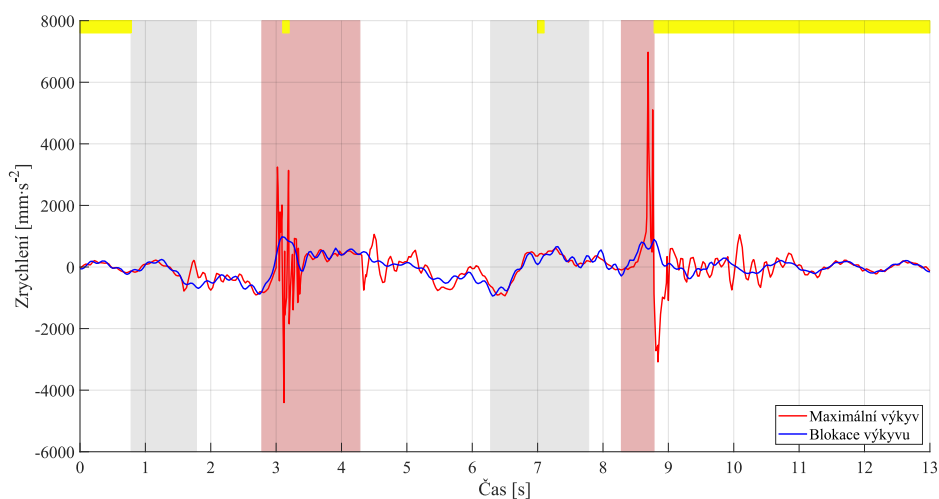
Obrázek 1-4 Zrychlení těla traktoru v ose x u předního levého uchycení kabiny



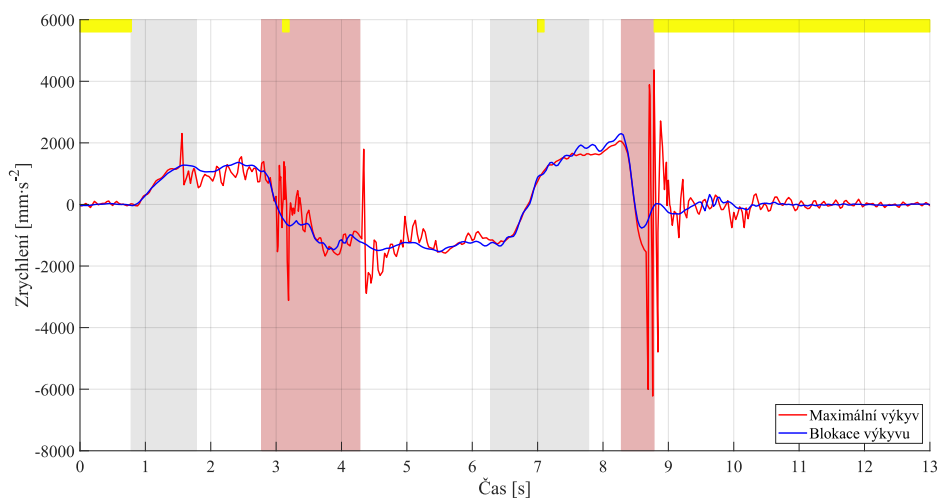
Obrázek 1-5 Zrychlení těla traktoru v ose y u předního levého uchycení kabiny



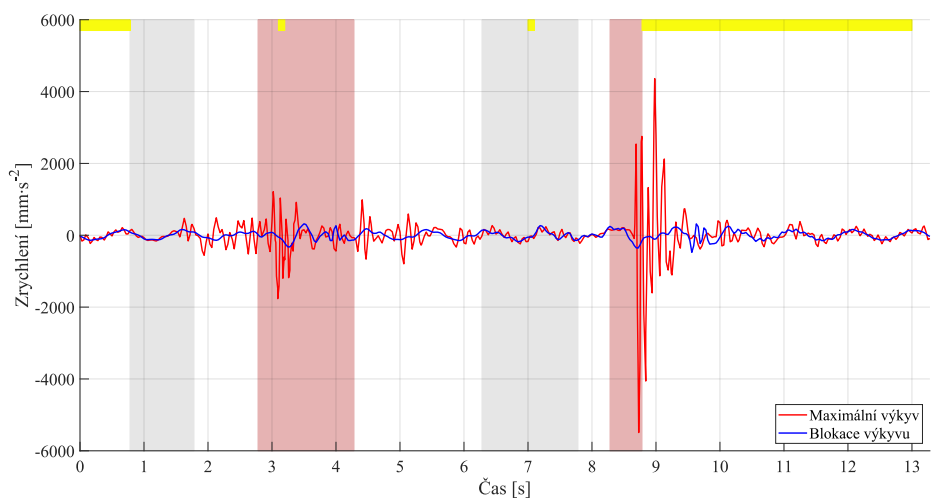
Obrázek 1-6 Zrychlení těla traktoru v ose z u předního levého uchycení kabiny



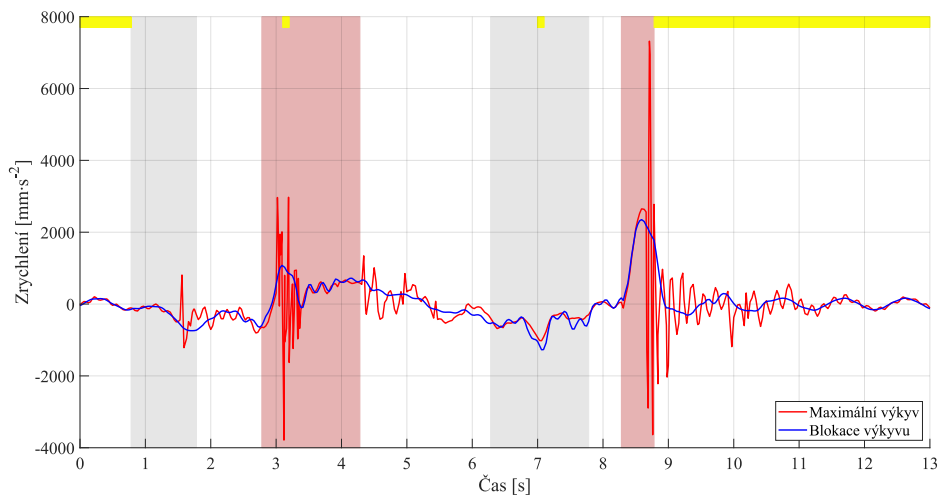
Obrázek 1-7 Zrychlení těla traktorů v ose x u předního pravého uchycení kabiny



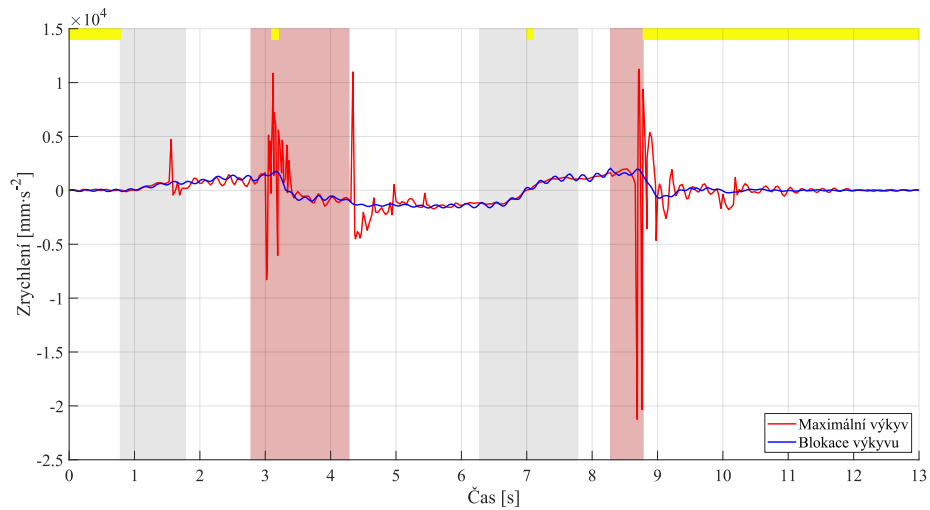
Obrázek 1-8 Zrychlení těla traktorů v ose y u předního pravého uchycení kabiny



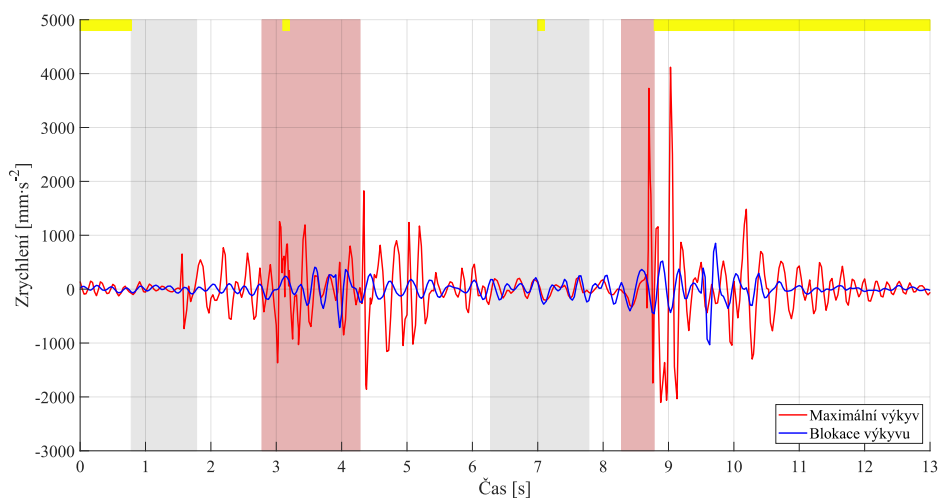
Obrázek 1-9 Zrychlení těla traktorů v ose z u předního pravého uchycení kabiny



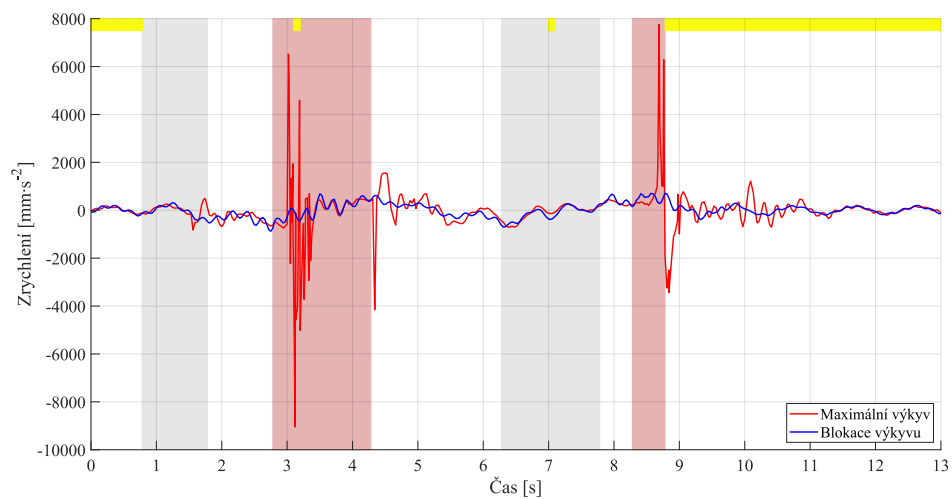
Obrázek 1-10 Zrychlení těla traktoru v ose x u zadního levého uchycení kabiny



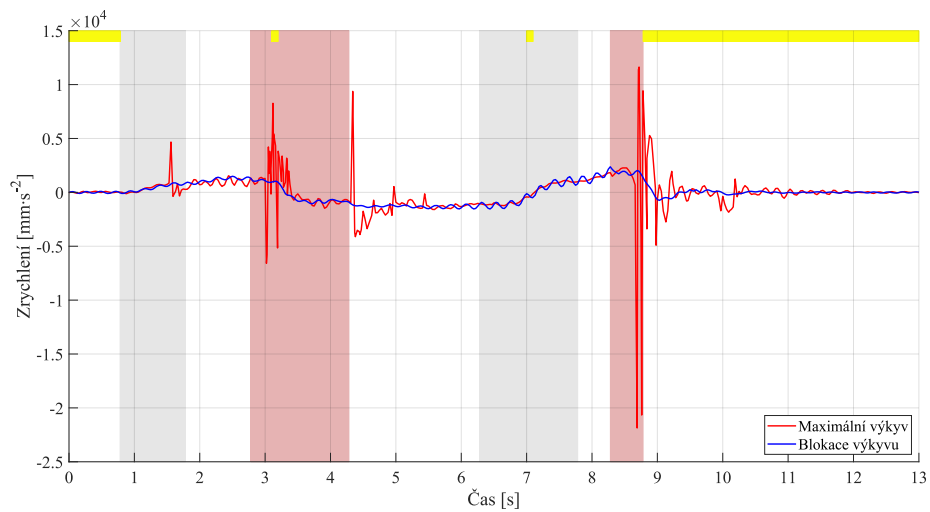
Obrázek 1-11 Zrychlení těla traktoru v ose y u zadního levého uchycení kabiny



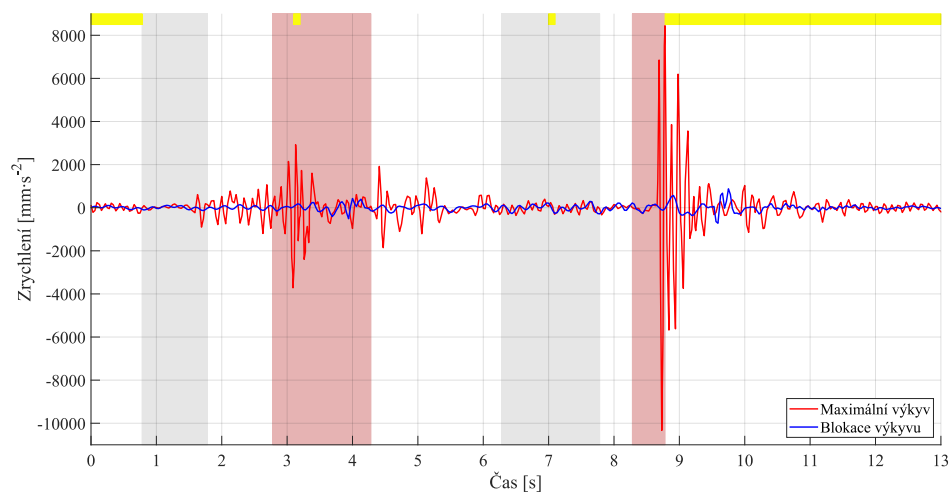
Obrázek 1-12 Zrychlení těla traktoru v ose z u zadního levého uchycení kabiny



Obrázek 1-13 Zrychlení těla traktoru v ose x u zadního pravého uchycení kabiny

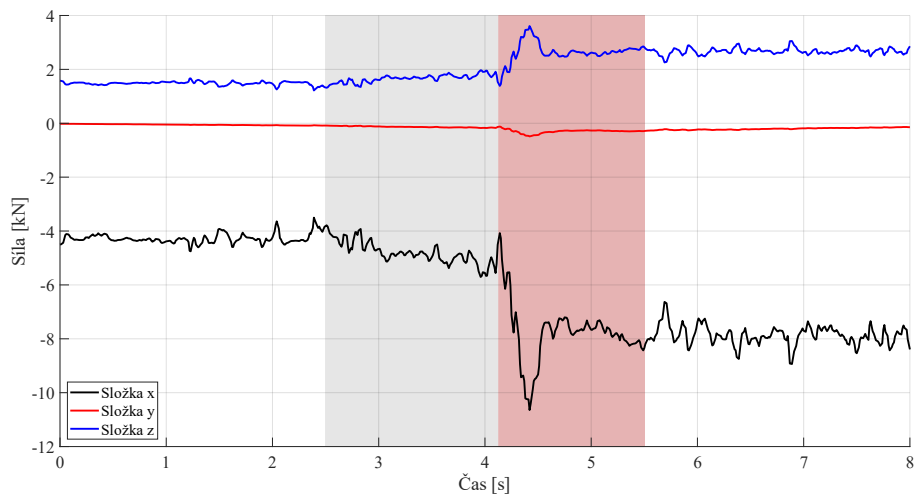


Obrázek 1-14 Zrychlení těla traktoru v ose y u zadního pravého uchycení kabiny

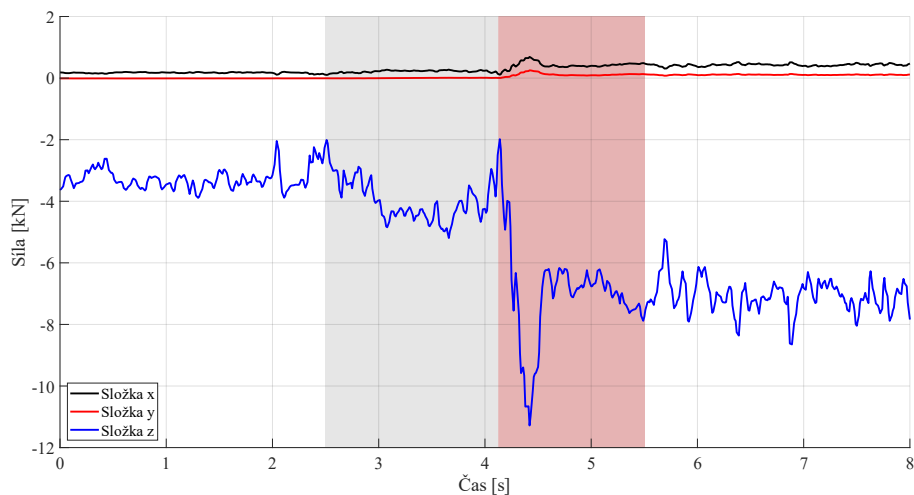


Obrázek 1-15 Zrychlení těla traktoru v ose z u zadního pravého uchycení kabiny

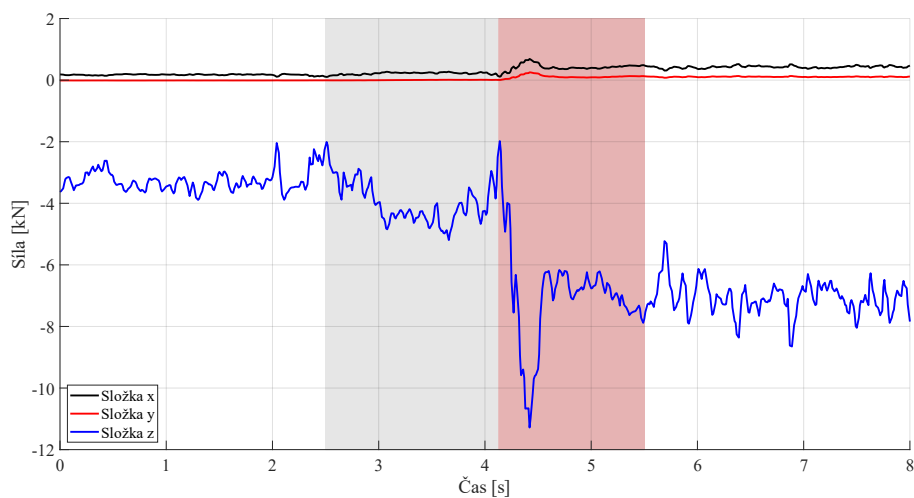
Příloha 2 Síly působící na tělo traktoru



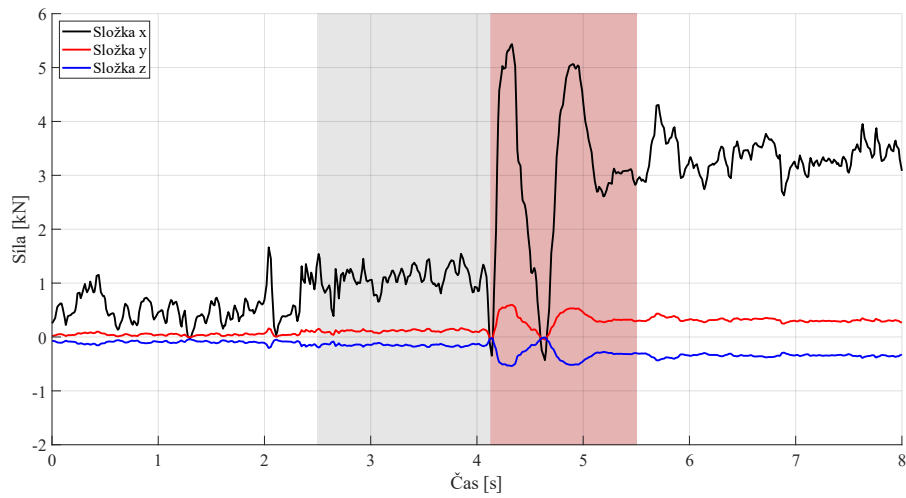
Obrázek 2-1 Síly ve vazbě mezi horním táhlem a tělem traktoru



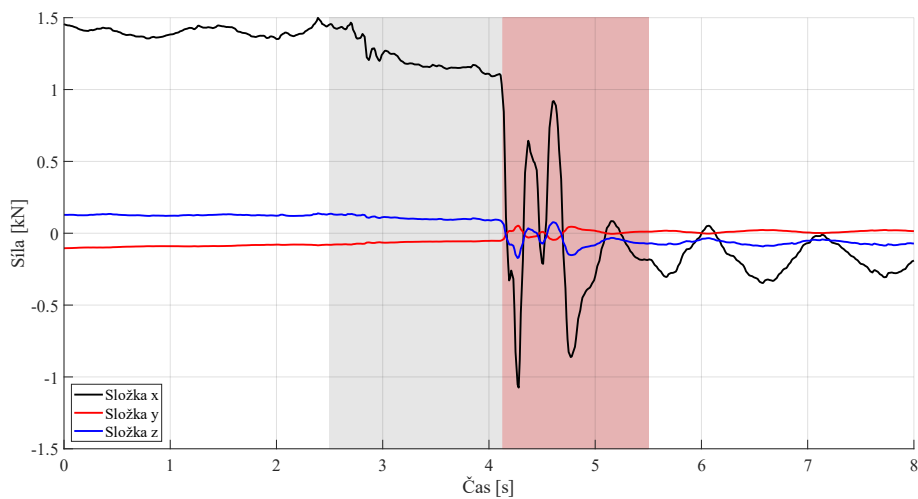
Obrázek 2-2 Síly ve vazbě mezi levým hydraulickým válcem a tělem traktoru



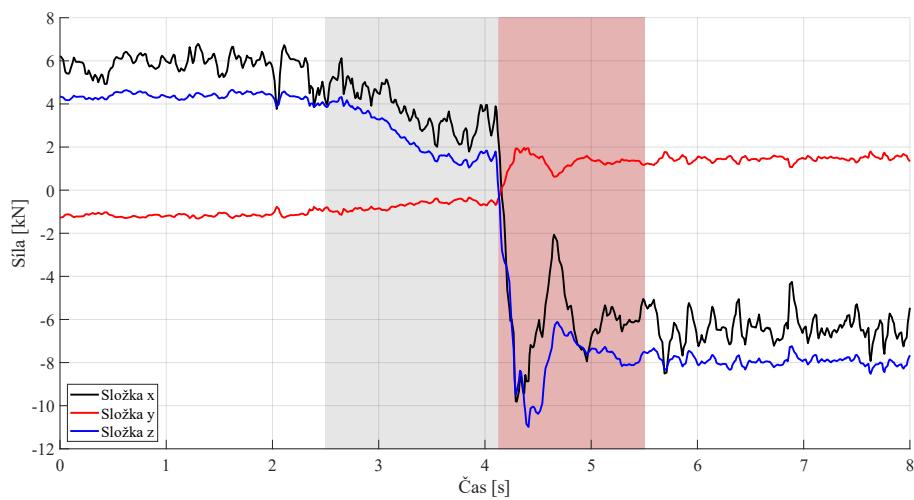
Obrázek 2-3 Síly ve vazbě mezi pravým hydraulickým válcem a tělem traktoru



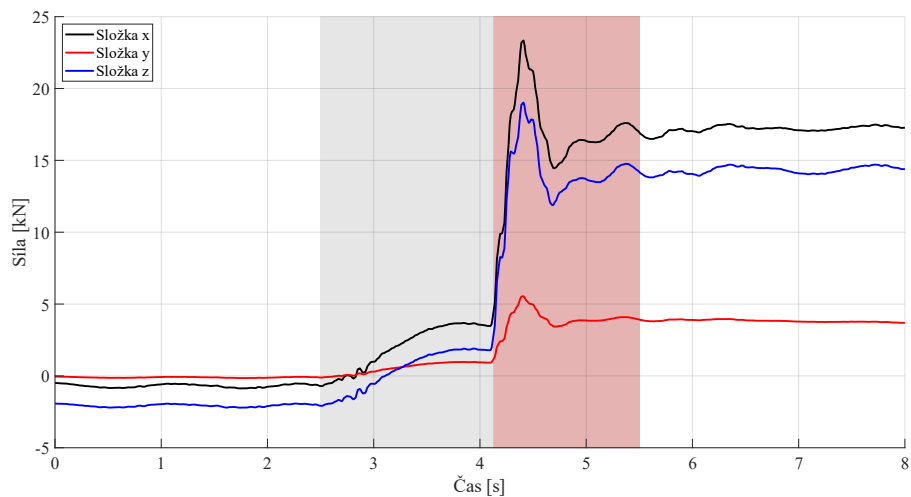
Obrázek 2-4 Síly ve vazbě mezi levým omezovacím táhlem a tělem traktoru



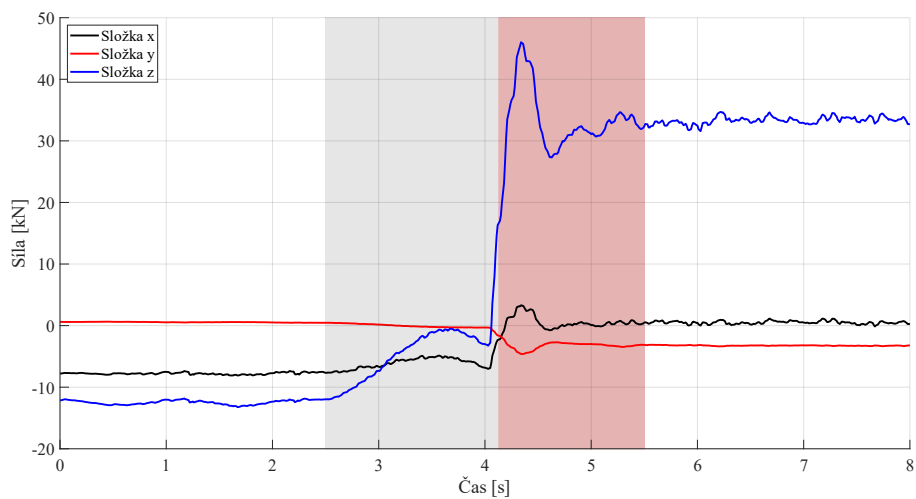
Obrázek 2-5 Síly ve vazbě mezi pravým omezovacím táhlem a tělem traktoru



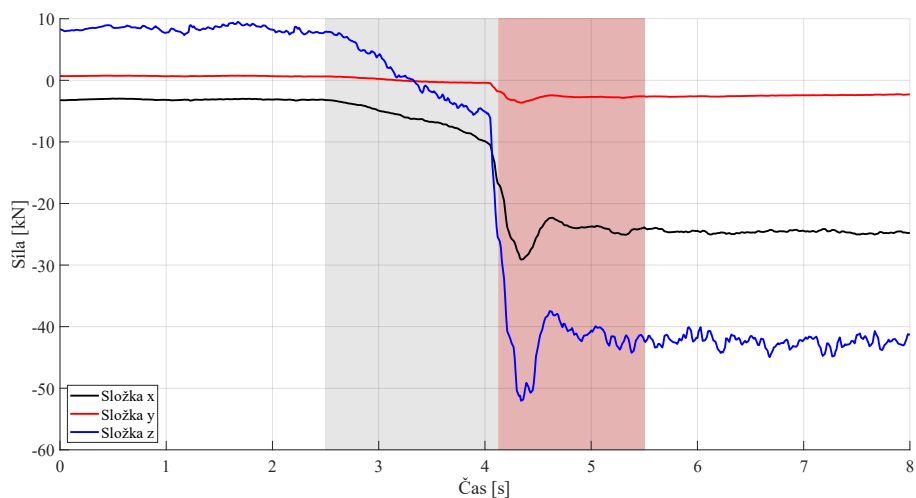
Obrázek 2-6 Síly ve vazbě mezi levým spodním táhlem a tělem traktoru



Obrázek 2-7 Síly ve vazbě mezi pravým spodním táhlem a tělem traktoru

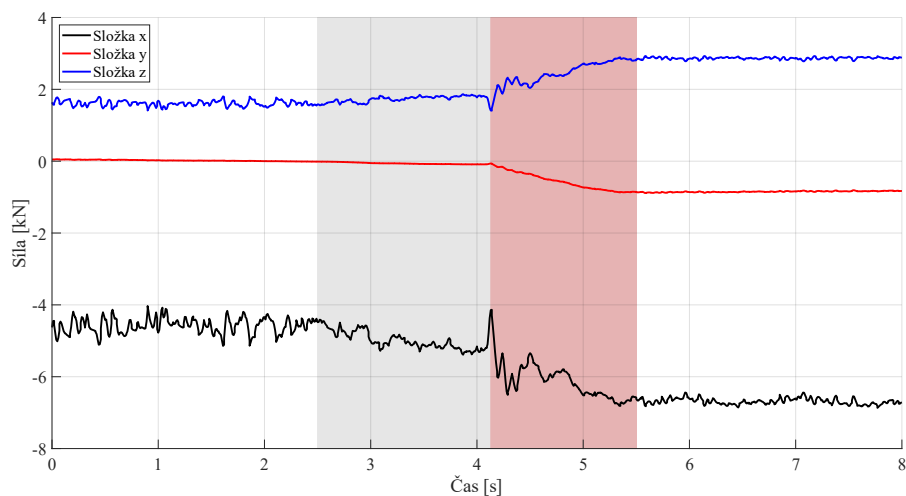


Obrázek 2-8 Síly ve vazbě levého uložení ramen zvedacího ústrojí a těla traktoru

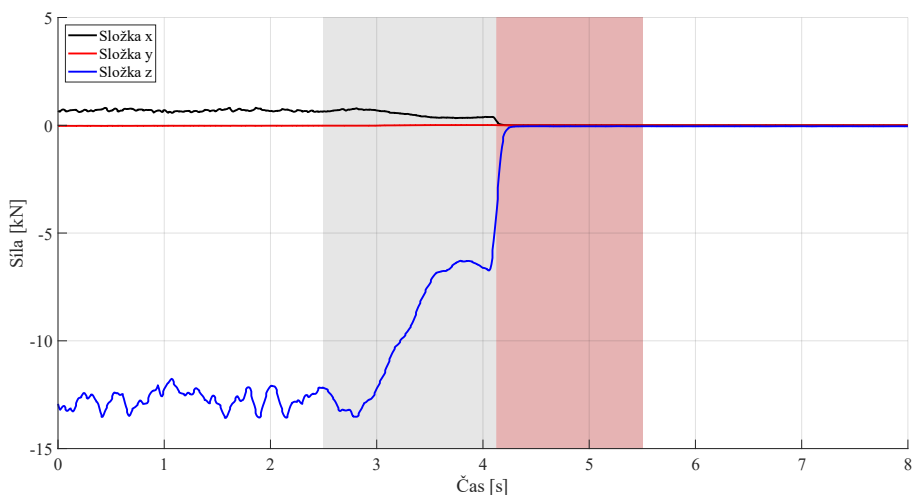


Obrázek 2-9 Síly ve vazbě pravého uložení ramen zvedacího ústrojí a těla traktoru

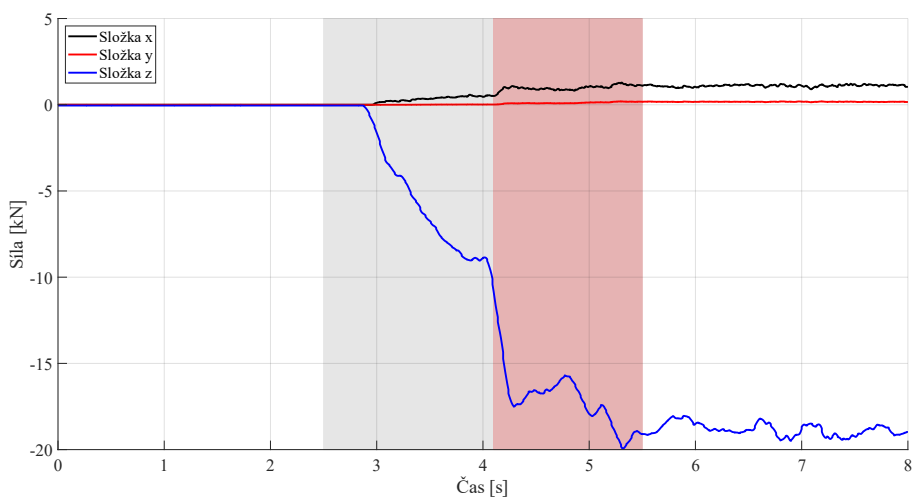
Příloha 3 Síly při rozdělených ramenech



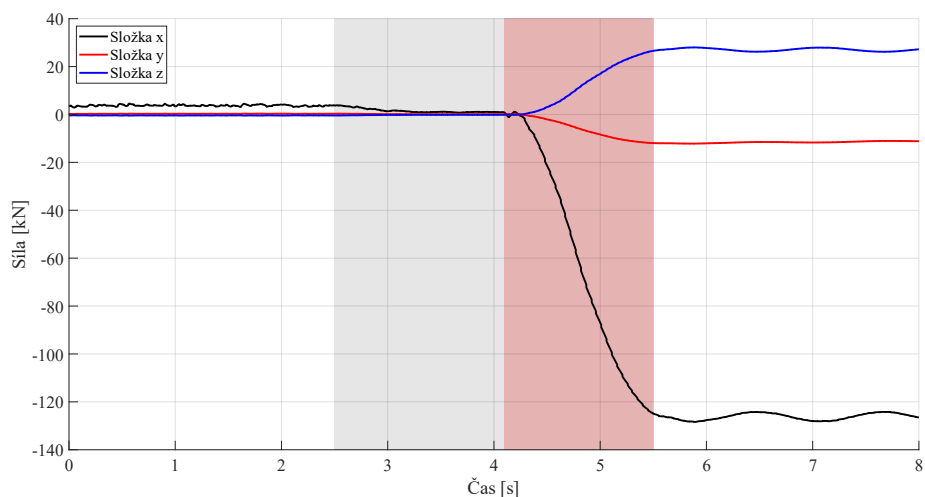
Obrázek 3-1 Síly ve vazbě mezi horním táhlem a tělem traktoru



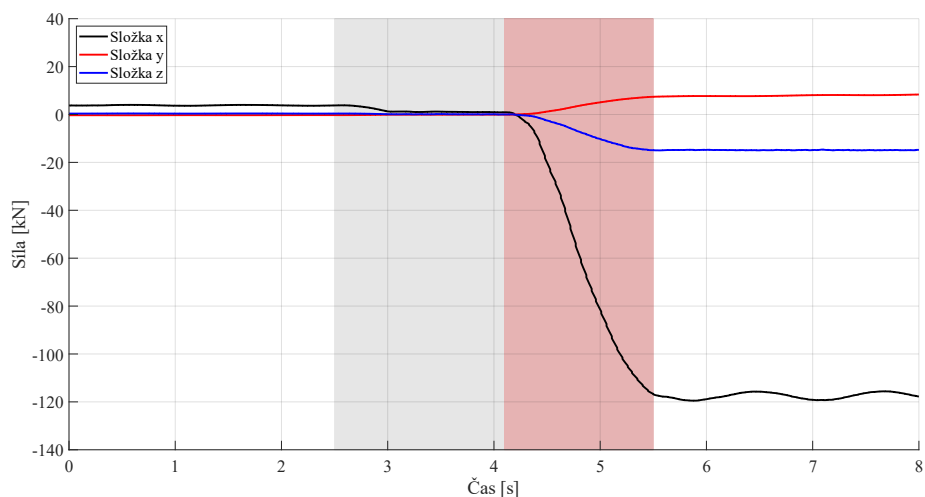
Obrázek 3-2 Síly ve vazbě mezi levým hydraulickým válcem a tělem traktoru



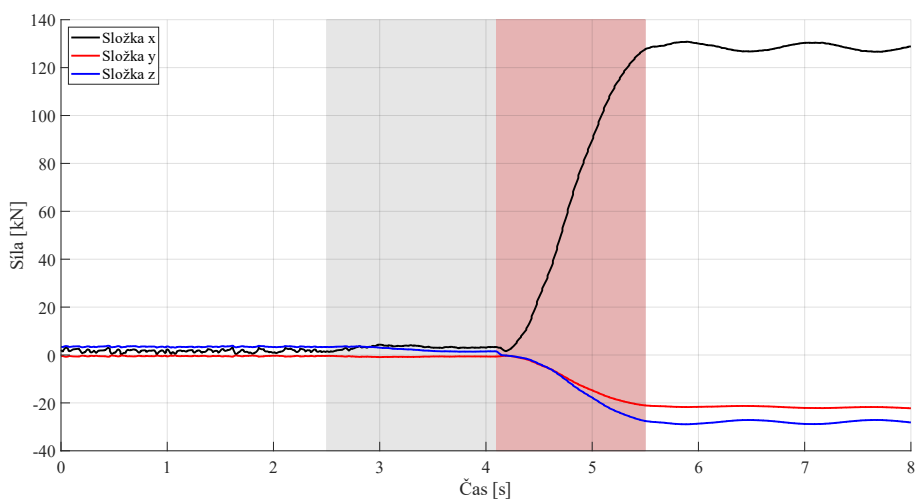
Obrázek 3-3 Síly ve vazbě mezi pravým hydraulickým válcem a tělem traktoru



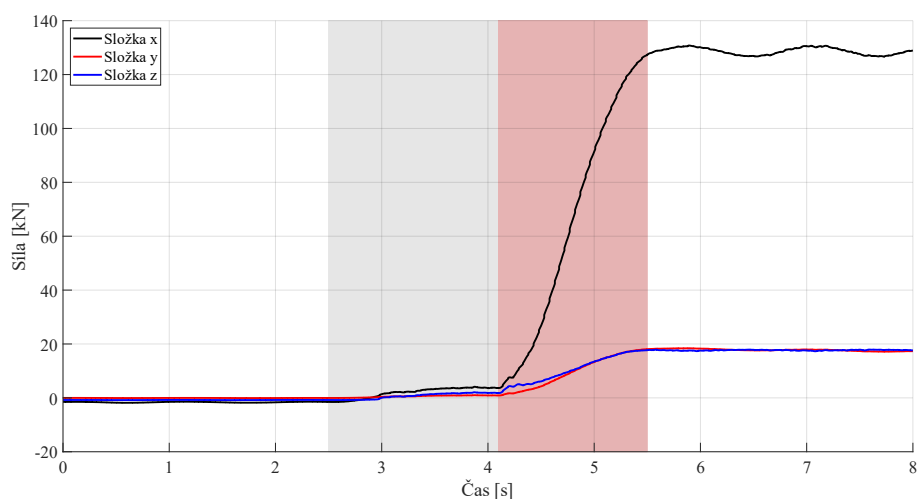
Obrázek 3-4 Síly ve vazbě mezi levým omezovacím táhlem a tělem traktoru



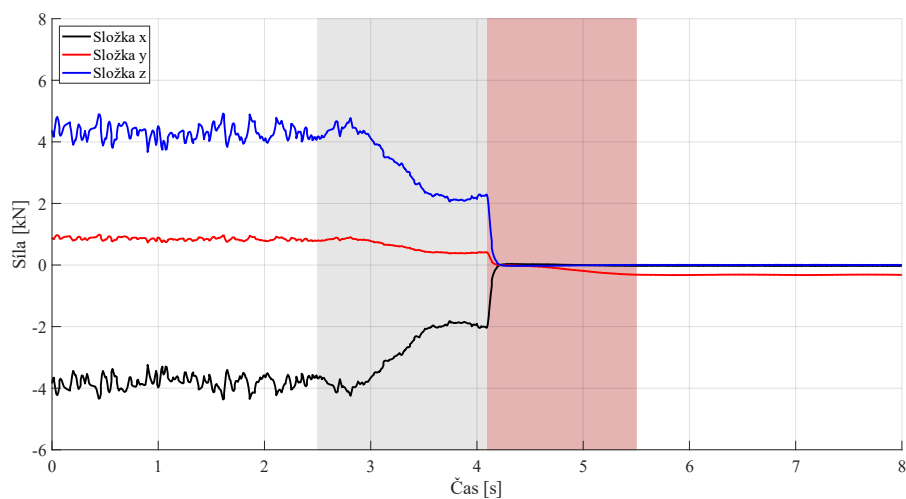
Obrázek 3-5 Síly ve vazbě mezi pravým omezovacím táhlem a tělem traktoru



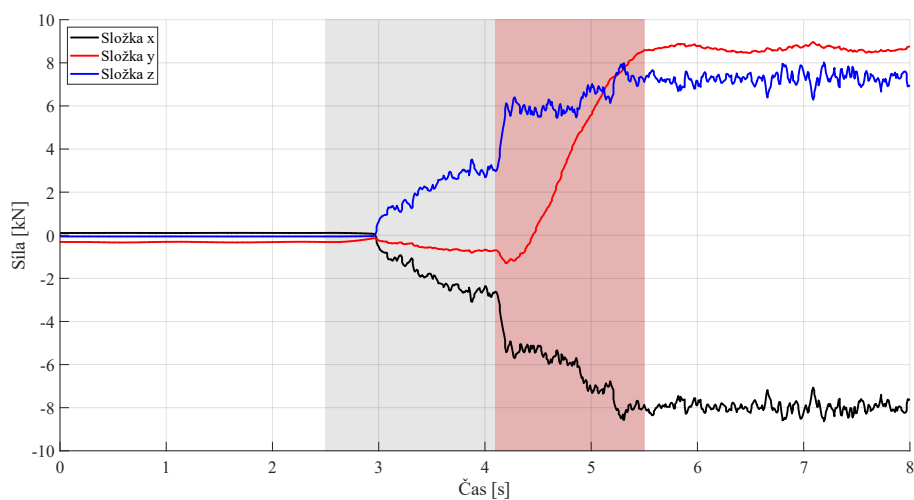
Obrázek 3-6 Síly ve vazbě mezi levým spodním táhlem a tělem traktoru



Obrázek 3-7 Síly ve vazbě mezi pravým spodním táhlem a tělem traktoru

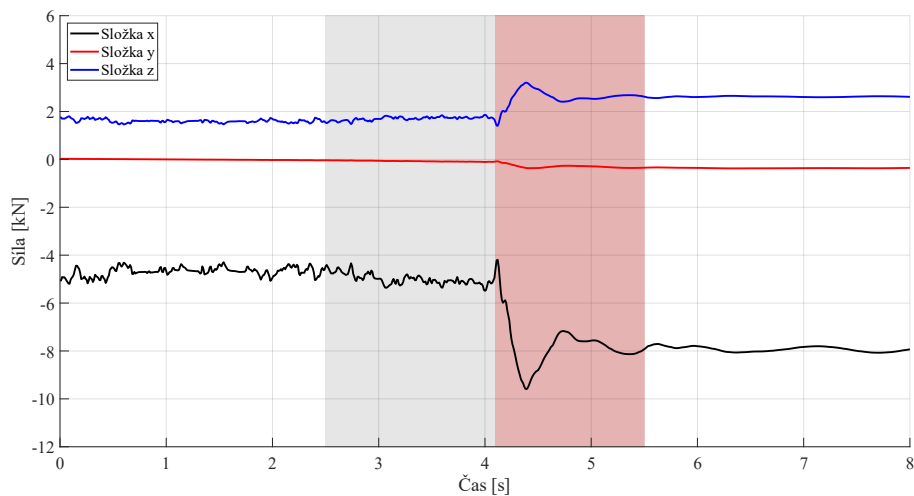


Obrázek 3-8 Síly ve vazbě mezi levým ramenem zvedacího ústrojí a tělem traktoru

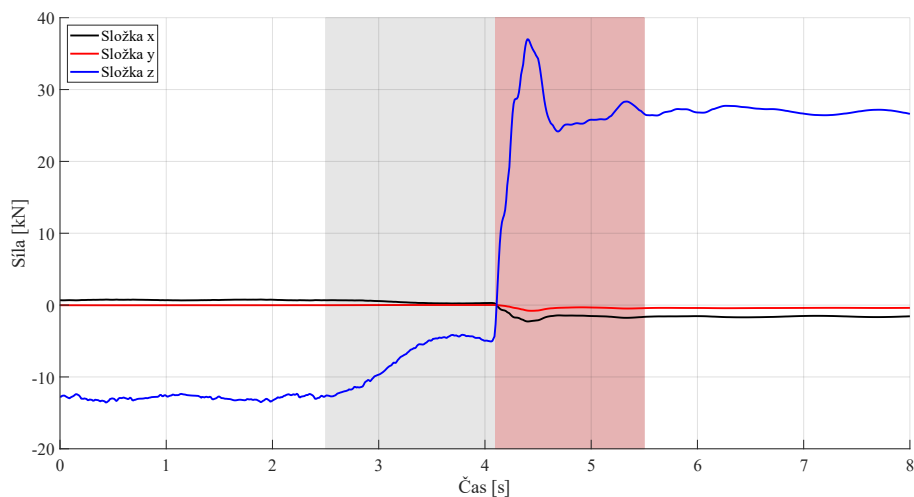


Obrázek 3-9 Síly ve vazbě mezi pravým ramenem zvedacího ústrojí a tělem traktoru

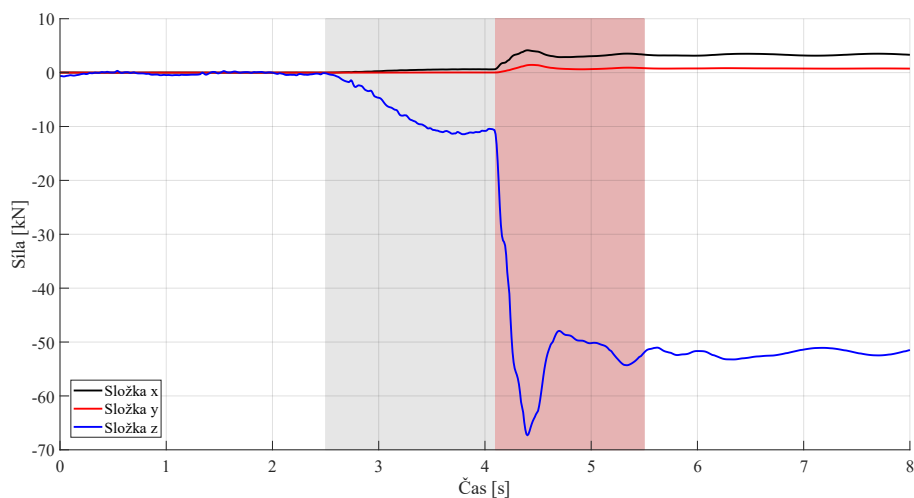
Příloha 4 Síly při rozdělených ramenech s dvojčinnými hydraulickými válci



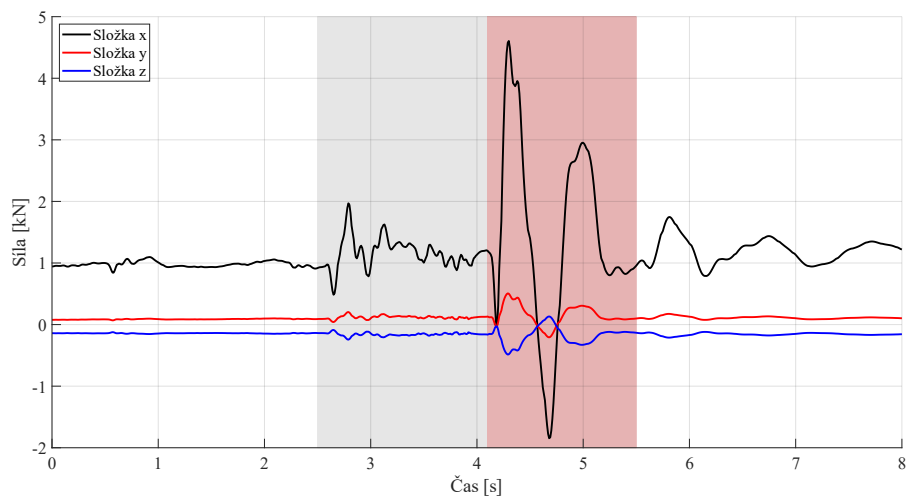
Obrázek 4-1 Síly ve vazbě mezi horním táhlem a tělem traktoru



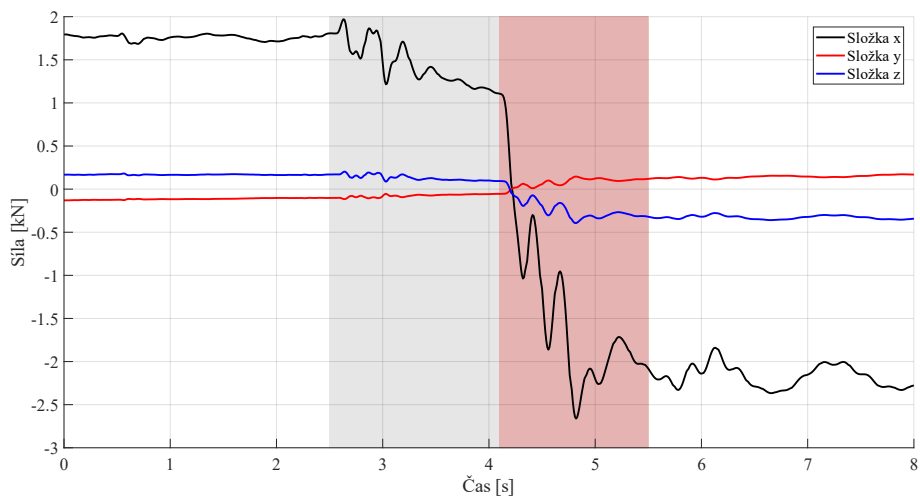
Obrázek 4-2 Síly ve vazbě mezi levým hydraulickým válcem a tělem traktoru



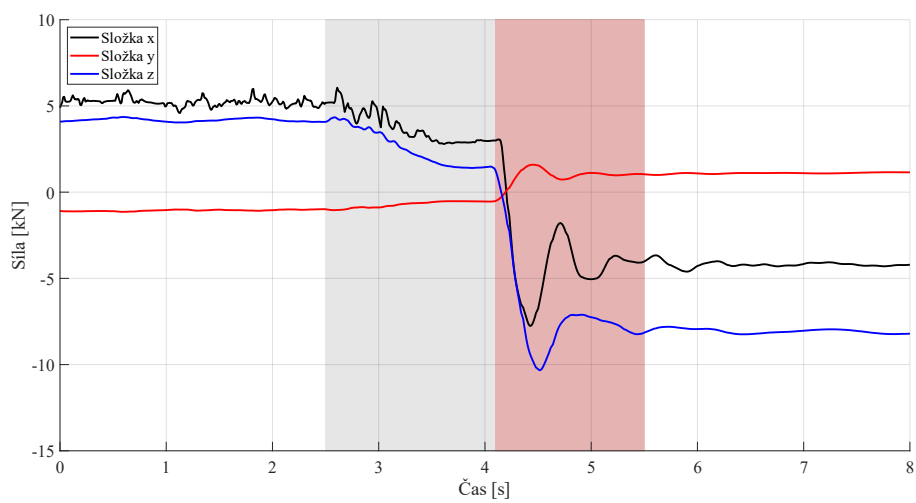
Obrázek 4-3 Síly ve vazbě mezi pravým hydraulickým válcem a tělem traktoru



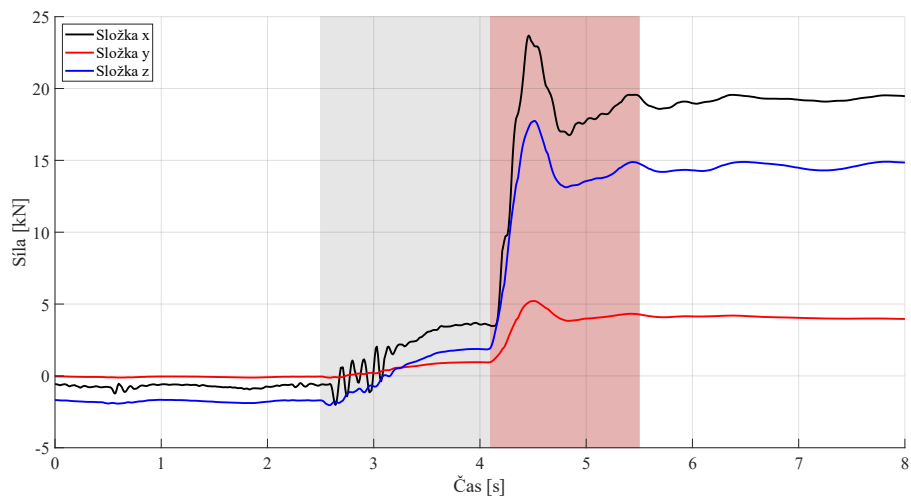
Obrázek 4-4 Síly ve vazbě mezi levým omezovacím táhlem a tělem traktoru



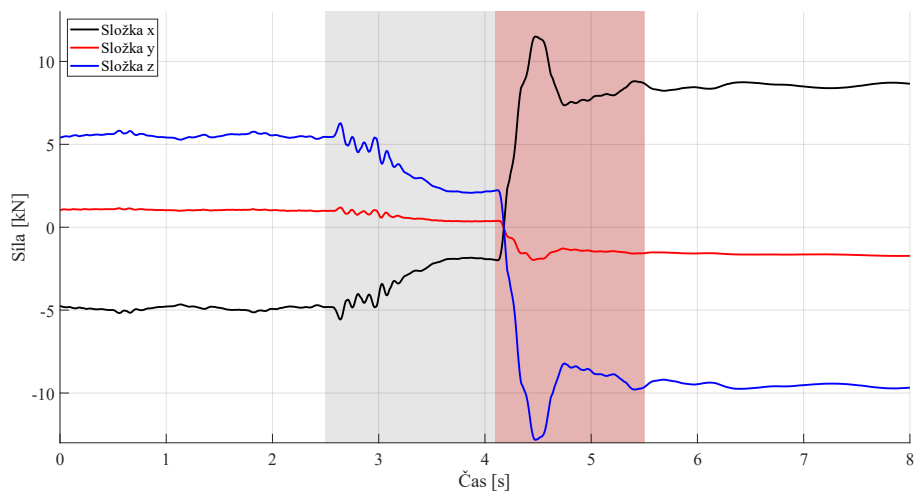
Obrázek 4-5 Síly ve vazbě mezi pravým omezovacím táhlem a tělem traktoru



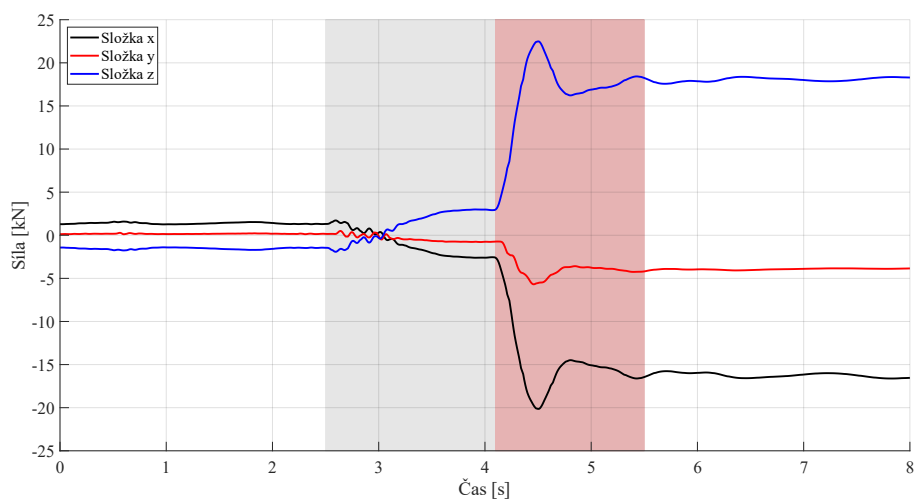
Obrázek 4-6 Síly ve vazbě mezi levým spodním táhlem a tělem traktoru



Obrázek 4-7 Síly ve vazbě mezi pravým spodním táhlem a tělem traktoru



Obrázek 4-8 Síly ve vazbě mezi levým ramenem zvedacího ústrojí a tělem traktoru



Obrázek 4-9 Síly ve vazbě mezi pravým ramenem zvedacího ústrojí a tělem traktoru